

50X1-HUM

Page Denied

Next 1 Page(s) In Document Denied

D e n k s c h r i f t

Die Federung und Dämpfung des Laufwerks der Panzer.

Panzerung und Bewaffnung der Kampfwagen haben sich der Grenze der Erreichbaren genähert, wenn nicht sogar schon erreicht. Die einzige taktische Komponente, die noch wesentliche Entwicklungsmöglichkeiten bietet, ist also die Geschwindigkeit. Sie ist in erster Linie durch Federung und Dämpfung bestimmt. Die Fahrzeugfederung ist ein schwingungstechnisches Problem und als solches nachstehend behandelt.

Der Generalstäbler fordert: "Die Federung soll den Panzer befähigen, das mit starken Unebenheiten durchsetzte Gelände des Kampffeldes sicher, mit großer Wendigkeit und mit großer Geschwindigkeit zu bewältigen, wobei der Panzer einen brauchbaren Beobachtungsstand bilden und der Richtschütze das Ziel dauernd in der Optik haben muß." Von der Erfüllung dieser Forderung hängt der militärische Einsatz des Panzers ab.

In ernster, jahrelanger, exakter Ingenieurarbeit wurde das unterschiedliche Verhalten der möglichen Federung aller Panzer bei Einzelhindernissen, bei Wellenbahnen verschiedener Tiefe und Länge und bei verschiedenen Geschwindigkeiten objektiv untersucht. Die verschiedensten Federbauarten wurden rechnerisch durchgearbeitet und mit den Ergebnissen der Probeläufe und Versuchsfahrten sowie mit den Fronterprobungen und -erfahrungen verglichen.

In dieser Arbeit, die rd. 70 Schreibmaschinenseiten mit 36 Abbildungen und etwa 170 Formeln umfaßt, wird das technisch Erreichbare aufgrund der Generalstabsforderungen mit technisch-nüchternen Augen betrachtet und ausführlich begründet. Es wird damit ein Weg gezeigt, einen Kampfwagen von hohem strategischem Wert zu bauen unter höchster Ausnutzung des für Bau und Einsatz richtigen Materials. Diese Niederschrift, die aufgrund der wissenschaftlichen Durcharbeitung niemals veraltet, vermittelt jedem Offizier und jedem Konstrukteur eine Fülle neuer Erkenntnisse und erspart dadurch jahrelange, kostspielige Versuche.

50X1-HUM

I. Die zu lösende Aufgabe.

Die Aufgabe, eine Federung der Panzer zu schaffen, die allen Anforderungen genügt, stellt zweifellos besonders hohe Ansprüche. Es wird niemals möglich sein, bei der Lösung die Forderungen, Erwartungen und Wünsche aller Beteiligten zu erfüllen. Wir werden uns also stets darauf beschränken müssen, einen möglichst günstigen Mittelweg zu finden. Da es sich um eine Ingenieuraufgabe handelt, kommt es vor allem darauf an, ganz eindeutige technische Bedingungen aufzustellen, die eine feste Grundlage für Konstruktion und Fertigung bilden. Sie fehlen bisher. Es soll eines der wichtigsten Ziele dieses Vortrags sein, hier Klarheit zu schaffen.

Bei Aufstellung dieser Bedingungen handelt es sich vielfach um Entschlußfragen, bei denen Ansicht gegen Ansicht steht und die unter Umständen in derselben Weise gelöst werden müssen, wie der berühmte "gordische Knoten". Als Ingenieure werden wir bei allen Fragen bemüht sein, zunächst die dafür maßgebenden Naturgesetze festzustellen; denn ^{so} sie können die beste Richtschnur bilden. ~~Jedenfalls muß es~~ ^{gelingen}, zu einer objektiven Beurteilung der Federungseigenschaften vorzudringen, die eine eindeutige zahlenmäßige Bewertung ermöglicht. ~~Die bisher vorherrschende Beurteilung "nach Gefühl" hat oft genug zu Fehlschlüssen geführt und muß in den Hintergrund treten. Sie soll in Zukunft nur noch zur Ergänzung der objektiven Prüfverfahren herangezogen werden.~~

Wir verfolgen ~~das~~ das Ziel, aus der Fülle der verschiedenen Ansichten und Meinungen, den Weg zu einer ganz eindeutig umrissenen technischen Aufgabe zu finden. Dabei sollen als erstes

A. die vom Gelände gestellten Bedingungen

ins Auge gefaßt werden.

"Die Federung soll den Panzer befähigen, das mit starken Unebenheiten durchsetzte Gelände des Kampffeldes sicher, mit großer Wendigkeit und mit hoher Fahrgeschwindigkeit zu bewältigen". Dieser Satz enthält wohl die wichtigsten Forderungen, die der ^{Soldat} stellt.

Für die technische Lösung des Federungsproblems sind damit aber nur ganz unbestimmte Angaben gemacht. Bevor sie erfolg-

- 2 -

reich angepackt werden kann, müssen folgende Fragen beantwortet werden:

1. Wie sieht das zu befahrende Gelände aus, oder genauer, welche Profilkurve haben die zu befahrenden Unebenheiten im Durchschnitt und in den schwierigsten Grenzfällen ?
2. Welche Höchstgeschwindigkeit soll das Fahrzeug bei den verschiedenen Schwierigkeitsgraden des Geländes entwickeln ?
3. Wie groß sind die Nickschwingungsausschläge und die Spitzenbeschleunigungen, die bei den verschiedenen Schwierigkeitsgraden des Geländes höchstens zugelassen werden können ?

Es soll versucht werden, auf diese Fragen eine Antwort zu finden, die soweit möglich, objektive Maßstäbe verwendet, subjektive Gesichtspunkte ausschaltet und ~~zu~~ konkrete Zahlenangaben ^{angibt} ~~ver-~~drängt.

Zur Frage 1 nach der Beschaffenheit des zu befahrenden Geländes kann folgendes festgestellt werden:

Die Unebenheiten auf guten Straßen bestehen aus Wellen, deren Länge zwischen etwa 50 cm und 10 m liegt und die eine Wellentiefe bis zu etwa 5 cm aufweisen. Schlaglöcher auf gut befestigten Straßen, die stark mitgenommen sind, werden eine Länge zwischen 50 und 300 cm und eine Tiefe bis zu 20 cm zeigen. Auf schlecht befestigten Straßen, die viel von Panzern befahren werden, bilden sich Wellen aus, deren Länge zwischen etwa 5 und 8 m liegt und deren Tiefe bis zu etwa 35 cm beträgt. Bild 1 zeigt zur Bestätigung dieser Erfahrungstatsache die Profilkurve eines charakteristischen Stücks der Waldrundstrecke auf Schießplatz Kunnersdorf.

Viel schwieriger ist es, einen Maßstab für die Profilkurven zu gewinnen, die im Gelände vorkommen. Bild 2 zeigt Beispiele von Profilkurven in unberührtem Gelände, die von Reck aufgenommen sind. Die hier vorliegenden Höhenunterschiede liegen unter etwa 30 cm.

Nun hat es der Panzer im Kampffeld aber nicht mit unberührtem Gelände zu tun. Vielmehr werden zu den natürlichen Unebenheiten noch Granattrichter, Gräben und andere durch den Kampf bedingte Unebenheiten hinzukommen. Granattrichter können eine Tiefe bis

- 3 -

- 3 -

zu 2 oder 3m haben. Gräben sind im allgemeinen von geringerer Bedeutung, da sie von der Gleiskette überbrückt werden. Es ist eine Entschlußfrage, was man in einem derartigen Gelände von der Panzerfederung verlangen will. Hierbei wird die Grenze des technisch Ausführbaren eine wesentliche Rolle spielen. Als ein Fernziel, das unter Ausnutzung aller Möglichkeiten und unter Anbietung eines sehr großen technischen Aufwandes noch erreichbar sein wird, erscheint die Forderung, den Panzer so abzufedern, daß er Bodenwellen bis zu 50 cm Tiefe noch mit hoher Geschwindigkeit befahren kann ohne daß er aufschlägt. Bis auf weiteres werden wir uns allerdings mit der Bewältigung von Wellentiefen bis zu etwa 30 cm begnügen müssen. Noch stärkere Unebenheiten müssen in langsamem Tempo überwunden werden.

Wir kommen also zu folgendem Ergebnis:

Als technische Bedingung, die durch das Gelände gegeben ist, wird festgelegt: Die Unebenheiten des Bodens besitzen Wellenlängen zwischen etwa 0,5 und 10 m. Es wird von der Panzerfederung verlangt, daß eine beliebige regelmäßige oder unregelmäßige Folge von Wellen, bis zu einer bestimmten Wellentiefe mit jeder Fahrgeschwindigkeit bis zu der durch die Motorleistung bedingten Höchstgeschwindigkeit überfahren werden kann, ohne daß der Panzer aufschlägt oder hohe Beschleunigungen erleidet. Die Festlegung dieser Grenzwellentiefe ist eine Entschlußfrage. Es ist unmöglich dabei die größten im Kampfgebiete vorkommenden Unebenheiten zu berücksichtigen. Dagegen lassen sich die größten Unebenheiten, die auf Straßen vorkommen, noch bewältigen.

Die Grenze des technisch Ausführbaren wird bei einer Wellentiefe von 50 cm gesehen. Die Lösung dieser Aufgabe stellt jedoch ungewöhnliche Anforderungen. Die beim Panther ausgeführte Federung vermag eine Grenzwellentiefe von 15 cm zu bewältigen. Bei den meisten übrigen Panzern liegt die Grenzwellentiefe bei 10 cm.

Ich schlage vor, in der nächsten Zukunft die Panzerfederung auf eine Grenzwellentiefe von 30 cm auszurichten. Dies verlangt einen Hub von 30 bis 35 cm, gerechnet von der Gleichgewichtslage bis zum Anschlag. Um zu prüfen, welche Schwierigkeiten bei Bewältigung einer Grenzwellentiefe von 30 bis 35 cm auftreten,

- 4 -

- 4 -

ist ~~ein~~ ein Versuchsfahrzeug mit 40 cm Hub in Auftrag gegeben, das auch in rauhem Gelände eine Höchstgeschwindigkeit von 40 bis 45 km/h entwickeln soll. Es wird besser als alle Erörterungen zeigen, ob und mit welchen Mitteln wir heute schon in der Lage sind, diese Aufgabe zu lösen.

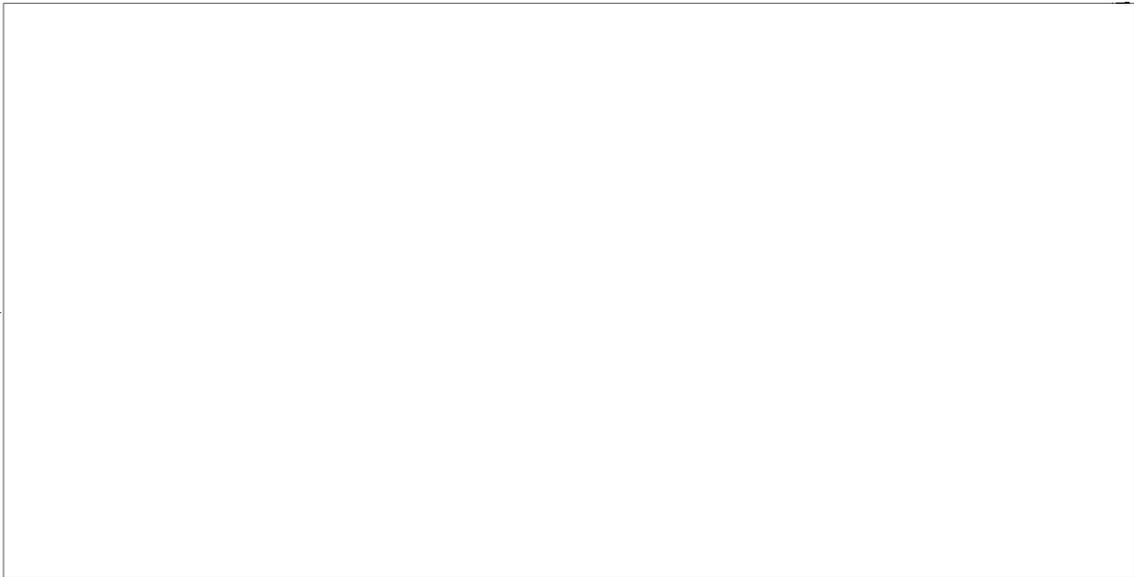
In der Frage 2, welche Geschwindigkeit der Panzer im Kampfgelände erreichen soll, waren die Meinungen bisher noch sehr geteilt. Seitens der deutschen Truppenführung ist nunmehr ~~die~~

Auffassung bestätigt, daß bei den Panzern besonders auf hohe Geschwindigkeit Wert zu legen sei. Im Gegensatz hierzu vertrat z.B. der französische Generalstab die Ansicht, daß es vor allem auf starke Panzerung und Bewaffnung ankomme und eine niedrige Geschwindigkeit ausreiche. Der Frankreich-Feldzug hat zur Genüge bewiesen, daß diese Richtung falsch war.

Es ist für uns Ingenieure eine Ehrenpflicht, die Forderungen der Truppenführung zu erfüllen. Ich bin der Ansicht, daß wir heute schon die Mittel hierzu besitzen und sie nur folgerichtig anzu-

- 5 -

50X1-HUM



- 5 -

wenden brauchen, um zum Ziel zu gelangen. Bisher wurde noch vielfach die Auffassung vertreten, daß die Panzer im Einsatz höchstens mit einer Geschwindigkeit von 20 km/h fahren könnten. Es wurde betont, daß die Sicht bei der z.Zt. eingebauten Optik so beschränkt sei, daß bei schnellerer Fahrt der Überblick verloren gehe. Der Panzer könne dann unversehends in ein tiefes Granatloch oder eine Schlucht geraten und kampfunfähig liegen bleiben. Auch die Beobachtung des Gegners sei bei hoher Geschwindigkeit sehr erschwert.

Es fehlt aber auch nicht an Stimmen, die darauf hinweisen, daß diese Ansicht nur bedingt richtig ist. Der Panzer müsse z.B. wenn ein unter feindlichem Feuer liegender Abhang zu überwinden sei, unbedingt eine Geschwindigkeit von wenigstens 40 km/h entwickeln. Auch bei Ausweichbewegungen und Verfolgungskämpfen sei eine Geschwindigkeit von 20/km/h völlig unzureichend.

Die Sicht bei hohen Geschwindigkeiten kann wesentlich verbessert werden, wenn für den Fahrer eine kreiselstabilisierte Optik eingebaut wird, die bewirkt, daß das Blickfeld unabhängig von den Schwingungen des Fahrzeugs in Ruhe bleibt. Auf diese Weise wird es möglich, den Gegner und das Gelände weit besser zu beobachten als bisher. Die Entwicklung und Erprobung einer solchen Optik sollte daher unverzüglich durchgeführt werden.

Ergänzend möge auf folgenden Sachverhalt aufmerksam gemacht werden: Im Gefecht standen bisher fast ausschließlich Fahrzeuge, die in rauhem Gelände eine Geschwindigkeit von nur etwa 20 km/h entwickeln können. Dies gilt ebenso für die Feindpanzer. Erfahrungen darüber, welchen taktischen Wert ein Panzer besitzt, der in einem solchen Gelände Geschwindigkeiten bis zu 40 km/h zu entwickeln vermag, liegen somit bisher noch nicht vor. Die Lage kann sich aber plötzlich ändern, wenn ein Feindpanzer auftritt, der entsprechende Eigenschaften besitzt. Die Möglichkeit hierzu ist durchaus gegeben. Es braucht z.B. nur die Linie weiter verfolgt zu werden, die der Feind mit dem Kreuzer Mark VI beschritten hat. Beim Einsatz dieses Fahrzeugs in der Wüste fiel auf, daß er in dem dort gegebenen Gelände weit schneller fahren konnte als die übrigen Panzer. Daß diese Tatsache den Kampfwert wesentlich erhöhte, kann nicht bestritten werden.

- 6 -

- 6 -

Es steht somit außer Zweifel, daß der Geschwindigkeit der Panzer in Zukunft noch weit höherer Wert beigemessen werden muß als bisher. Selbstverständlich erfordert eine den höchsten Ansprüchen genügende Federung wesentlich mehr Raum und Gewicht, als man üblicherweise zugestehen will. Diesbezügliche Bedenken und Schwierigkeiten müssen jetzt mit aller Energie überwunden werden. Oder sollen wir mit diesen Arbeiten erst anfangen, wenn von Seiten des Feindes Panzer hoher Geschwindigkeit in den Kampf geworfen werden? Wir dürfen zum mindesten vom Standpunkt einer vorausschauenden Forschung in dieser Frage keine abwartende Haltung einnehmen. Vielmehr muß meines Erachtens unverzüglich alles getan werden, um eine hochwertige Lösung auszuarbeiten und zu erproben, so daß sie zur Verfügung steht und kurzfristig einsatzbereit gemacht werden kann. Wir sorgen auf diese Weise am besten dafür, daß wir auf diesem Gebiet Vorsprung gewinnen und halten.

Es möge in diesem Zusammenhang auch auf die Entwicklung im Kriegsschiffbau hingewiesen werden. Hier haben die Erfahrungen des Krieges gelehrt, daß die Geschwindigkeit in taktischer Hinsicht eine ganz entscheidende Rolle spielt. Deshalb werden auch die größten Anstrengungen gemacht, um die Geschwindigkeiten der Schnellboote, U-Boote und Zerstörer immer weiter zu steigern.

Die praktische Folgerung aus diesen Überlegungen wurde bereits dadurch gezogen, daß der Bau des Versuchsfahrzeugs mit 40 cm Hub in Angriff genommen ist, das eine Höchstgeschwindigkeit von 60 km/h haben soll. Es kann erwartet werden, daß dieses Fahrzeug Bodenwellen beliebiger Form mindestens bis zu 30 cm Wellentiefe mit Geschwindigkeiten bis zu 50 km/h anstandslos zu überfahren vermag. Wenn diese technische Leistung gesichert ist, wird als nächste Aufgabe die Prüfung der taktischen Einsatzmöglichkeit in Angriff zu nehmen sein.

Zur dritten Frage, welche Größe der Nickschwingungsausschläge und Spitzenbeschleunigungen zugelassen werden kann, ist im wesentlichen folgendes zu bemerken:

Von einem gut gefederten Panzer wird verlangt, daß er auch beim Befahren von "rauhem Gelände" einen brauchbaren Beobachtungsstand bildet. Jedenfall soll der Richtschütze das Ziel dauernd

- 7 -

- 7 -

im Auge behalten können. Er ist hierzu aber nicht in der Lage, wenn er bei jeder größeren Bodenwelle den Kopf vom Zielfernrohr zurücknehmen muß, damit ihm das Visier nicht ins Gesicht schlägt. Vorbedingung zur Beseitigung dieses Übelstandes ist, daß die Nickschwingungsausschläge kleiner bleiben als etwa $\varphi_M = \pm 2^\circ$ und daß die Beschleunigungen am Kopf des Richtschützen auch bei den härtesten Stößen unter etwa 40 % der Fallbeschleunigung liegen ($b_{\max} < 0,4 g$). Die Erfüllung dieser Bedingungen ist nicht einfach. Ihnen genügt der Panther bei Anordnung der Dämpfer an den ersten und letzten Schwingarmen bereits weitgehend. Die übrigen Panzer sind davon insbesondere hinsichtlich der Gewährleistung genügend niedriger Beschleunigungen noch recht weit entfernt.

Die noch weitergehende Forderung, daß der Panzer in Fahrt eine ausreichend ruhige Schießplattform bilden soll, wird sich grundsätzlich auch bei bester Federung nicht erreichen lassen. Das Zielen und Schießen aus der Fahrt wird vielmehr nur unter Zuhilfenahme einer kreiselstabilisierten Optik in Verbindung mit einem elektrischen Vorsündwerk zu lösen sein.

Erfolgreiche Vorversuche mit einer derartigen Anlage liegen bereits vor. Das störungsfreie Arbeiten der Kreiseloptik hängt wesentlich davon ab, daß Nickwinkelausschläge und Beschleunigungen in niedrigen Grenzen bleiben. Auch für diesen Fall dürften die bereits angegebenen Werte ($\varphi_M = \pm 2^\circ$, $b_{\max} < 0,4 g$) gut brauchbar sein. Sie können somit auch hier als technische Bedingungen zu Grunde gelegt werden.

B. Objektive Prüfung der Federungseigenschaften.

Nach Klarstellung der technischen Aufgabe ist die Durchführung einer objektiven Prüfung der Federungseigenschaften in Betracht zu ziehen. Hierdurch muß die Möglichkeit geschaffen werden, in objektiver Weise festzustellen, ob die technischen Bedingungen erfüllt sind. Dies geschieht am zweckmäßigsten durch Befahren von bestimmten Strecken mit fest eingebauten Hindernissen.

Die Federung wird umso besser sein, je kleiner die Winkelausschläge der Nickschwingungen und je geringer die Beschleunigungen werden, die sich beim Überfahren der Unebenheiten des Geländes ergeben. Eine objektive Beurteilung erfordert daher

- 8 -

- 8 -

eine Messung dieser Größen unter eindeutigen Bedingungen. Es kommt also darauf an, Art und Form der bei der Prüfung gewählten Hindernisse festzulegen. Dabei wird man sich zweckmäßig an die bereits vorliegende Versuchserfahrung anlehnen. Es wurden bisher zwei Grenzfälle gewählt, nämlich:

- a) Einzelhindernisse verschiedener Tiefe und Wellenlänge. Sie sind am unangenehmsten, wenn sie als Vertiefung in der Fahrbahn auftreten. Kurze Hindernisse, die eine Erhöhung auf der Fahrbahn darstellen, z.B. ein Baumstamm, werden, wenn der verfügbare Radhub größer ist als die Höhe des Hindernisses, leicht überwunden (geschluckt) und erweisen sich dann auch bei hohen Geschwindigkeiten als ziemlich belanglos. Die ungünstigste Wellenlänge liegt, wie Versuch und Rechnung übereinstimmend zeigen, für die durchschnittliche Standlänge der Panzer bei etwa 6 m. Diese Größenordnung haben auch die großen Schlaglöcher und Resonanzwellen, die sich auf von Panzern viel befahrenen Bahnen ausbilden. Es wäre daher zweckmäßig, als genormte Einzelhindernisse vertiefte Einzel- und Doppelwellen von 6 m Länge und verschiedener Tiefe (z.B. 10, 20, 30 und 40 cm) zu wählen. Ergänzend können kurze Hindernisse (etwa einem Baumstamm entsprechend) und kürzere Wellen von z.B. 2 m Länge befahren werden.
- b) Wellenbahnen, die eine größere Anzahl (z.B. 10 bis 20) von gleichen Wellen enthalten, so daß die Möglichkeit zu rhythmischer Aufschaukelung der Schwingungen besteht. Wie eingehende Untersuchungen gezeigt haben, stellen auch in diesem Fall Wellen von etwa 6 m Länge die höchsten Anforderungen an das Fahrzeug. Auf Schießplatz Kammersdorf sind bisher 2 derartige Wellenbahnen mit je 10 Wellen von 6 m Länge vorhanden, wobei die Wellenhöhe bei der ersten 10 cm, bei der zweiten 20 cm beträgt. Es können zusätzlich entsprechende Wellenbahnen mit z.B. 30 und 40 cm Wellenhöhe geschaffen werden. Um auch ein Urteil über das Verhalten der Fahrzeuge beim Überfahren von kurzen Wellen, wie sie z.B. durch einen Kartoffelacker gegeben sind, zu gewinnen, wird z.Zt. eine Hindernisbahn mit 50 Wellen von 0,5 m Länge und 10 cm Tiefe ausgeführt.

- 9 -

- 9 -

Alle zu den bisherigen Versuchen verwendeten Hindernisse sind sinusförmig ausgebildet und bestehen aus Holzbohlen, die mit Blech beschlagen und in eisernen Rahmen befestigt sind. Sie wurden auf ebenen Betonstraßen ausgelegt.

Es empfiehlt sich für die in Zukunft durchzuführenden regelmäßigen Prüfungen eine besondere Betonwellenbahn herzustellen, in der alle in Betracht kommenden Hindernisse eingegliedert sind. Ein Entwurf dieser Bahn liegt bereits vor.

Zur Untersuchung des Verhaltens der Fahrzeuge auf einer Wellenbahn mit periodisch verlaufenden Wellen unregelmäßiger Form und Folge wurde auf Schießplatz Kummersdorf bereits eine Betonwellenbahn geschaffen, deren Profil aus Bild 3 ersichtlich ist. man erkennt, daß hier eine größte Wellentiefe von 14 cm vorliegt und daß die verschiedensten Wellenlängen vorkommen.

Die Betonwellenbahnen stellen infolge ihrer unnachgiebigen Oberfläche scharfe Bedingungen. Die Unebenheiten im Gelände, die einen entsprechenden Schwierigkeitsgrad darstellen, werden eine um etwa 30 % größere Wellentiefe aufweisen. Jedenfalls wird ~~es~~ niemand behaupten können, daß die Prüfung auf den Betonwellenbahnen zu nachsichtig sei.

Ein erstes Urteil über die Federungseigenschaften eines Panzers kann bereits aus der Feststellung gewonnen werden, mit welcher Geschwindigkeit er die verschiedenen Hindernisbahnen gerade noch zu überfahren vermag ohne aufzuschlagen. So fiel z.B. auf, daß der T 34 beim Befahren der Wellenbahn mit 10 cm hohen Wellen von 6 m Länge schon bei einer Geschwindigkeit von 20 km/h derart hart aufschlug, daß eine weitere Steigerung der Geschwindigkeit nicht möglich war, während der "Sherman" auf derselben Bahn noch Geschwindigkeiten von etwa 30 km/h erreichte.

Einen weiteren Einblick erhält man, wenn der Verlauf des Nickwinkels mit einem Kreiselneigungsmesser bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten aufgezeichnet wird. Die Auswertung wird am übersichtlichsten, wenn man beim Überfahren von regelmäßigen Wellenbahnen (Resonanzwellen) die Amplitude des Nickschwingungswinkels in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit aufträgt. Wir kommen hierauf noch zurück. Bei unregelmäßigen Wellen wird am besten ~~das~~ ein

- 10 -

-10-

Verfahren angewandt, bei dem der Summenwert der Nickwinkelausschläge über die ganze Fahrbahnlänge gebildet und in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen wird.

Bild 4 zeigt die entsprechende Auswertung von Versuchen, die mit verschiedenen Panzern auf der Betonwellenbahn nach Bild 3 durchgeführt wurden. Wir wollen uns die dort dargestellten Kurven etwas näher ansehen.

Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 5 km/h zeigen alle Fahrzeuge annähernd denselben Wert der Neigungswinkelsumme. Mit Vergrößerung der Fahrgeschwindigkeit steigen auch die Kennlinien an, mit Ausnahme der Kennlinie für den Panther V 1, bei dem eine stetige Abnahme festzustellen ist. Dieses Fahrzeug stellt also gewissermaßen einen grundsätzlich neuen Typ der Federung dar, der unseren Erwartungen am nächsten kommt. Es kann kein Zweifel darüber bestehen, daß die hier eingeschlagene Richtung weiter verfolgt werden muß, wenn wir das gesteckte Ziel erreichen wollen. Schon die Serienausführung des Panther zeigt bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten hiergegen eine wesentliche Verschlechterung. Es liegt dies daran, daß bei diesem Fahrzeug die Dämpfung zu gering ist, da die Dämpfer an den 2ten und 7ten Schwingarmen angreifen, während eine ausreichende Dämpfung, wie sie bei dem Panther V 1 gegeben ist, die Anordnung der Dämpfer an den 1ten und 8ten Schwingarmen erfordert. Dieses Beispiel zeigt anschaulich den großen Einfluß der Dämpfung auf die Federungseigenschaften; denn die Federung selbst ist bei beiden Fahrzeugen völlig gleich.

Den anderen Grenzfall bilden die für die beiden Ausführungen des Kampfwagens IV ermittelten Kurven. Hier ist ein stetiger Anstieg der Kennlinien bemerkbar. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 22 bis 25 km/h wurden die Erschütterungen bereits so stark, daß eine schnellere Fahrt nicht mehr möglich war. Dabei schlug das Fahrzeug fast bei jeder Welle heftig auf. Ein ähnliches, jedoch noch ungünstigeres Verhalten zeigte der als Sturmgeschütz ausgebildete Kampfwagen III.

- 11 -

Die Kennlinien für den mit Blattfedern ausgerüsteten VK 3001-DB und den "General Sherman" fallen angenähert zusammen. Sie zeigen zunächst einen Anstieg, von etwa 30 km/h an einen Abfall. Bei Wertung der Kennlinien ist zu beachten, daß beide Fahrzeuge einen ziemlich geringen Hub haben, so daß die Größe des Nickwinkels zwangsläufig auf etwa 3° beschränkt ist, während der Panther etwa den doppelten Winkelausschlag ausführen kann. Führt man mit, so stellt man fest, daß man auf dem Panther auch bei Höchstgeschwindigkeit ohne weiteres freihändig stehen kann, während man sich beim Sherman schon bei 20 km/h gut festhalten muß. Die Beschleunigungen und Stöße sind dort mehrmals so groß als beim Panther. Hierüber geben die vorliegenden Kennlinien keine Auskunft. Es werden zur Ergänzung z.Zt. Kennlinien über den Verlauf der Beschleunigungen aufgenommen, die diese Unterschiede objektiv klarstellen werden.

Aus den Kennlinien der 3 verschiedenen Ausführungsformen des Tiger geht hervor, daß der Tiger II am günstigsten liegt. Von 20 km/h an fällt die Kennlinie stetig ab und beginnt eine ähnliche Tendenz zu zeigen, wie die Pantherkennlinien. Allerdings ist bei der erreichbaren Höchstgeschwindigkeit von 35 km/h noch keine Verkleinerung der Nickwinkelsumme gegenüber den bei 5 km/h vorliegenden Werten erreicht. Die Kennlinie des Porsche-Tigers fällt mit dem ansteigenden Ast der Tiger II-Kennlinie zusammen, bricht aber bei etwa 20 km/h ab, da mit Rücksicht auf die starken Stöße nicht schneller gefahren werden konnte. Die Kennlinie von Tiger I liegt am höchsten. Auch hier mußten die Versuche bei einer Fahrgeschwindigkeit von etwa 25 km/h abgebrochen werden, da der Wagen auf Trieb- und Leitrad zu heftig aufschlug.

Die Kennlinie des T 34 läßt die Nachteile eines Fahrzeugs erkennen, das keine Dämpfung besitzt. Hier ergaben sich von allen untersuchten Fahrzeugen die höchsten Nickwinkelsummen. Bei rd. 25 km/h wurde das Aufschlagen so stark, daß eine weitere Steigerung der Geschwindigkeit nicht möglich war.

Kästen fernhält. Dieser soll gewissermaßen derart "in der Schwebel" gehalten werden, daß er die Unebenheiten der Fahrbahn

- 14 -

Als weiterer Meßwert ist der Verlauf der Beschleunigung, zweckmäßig am Führersitz und an der Stelle, wo sich der Kopf des Richtschützen befindet, aufzunehmen. Es ist ein einfaches Gerät mit mechanischem Schreibwerk in Vorbereitung, das diese Messungen ermöglicht. Der bisher verwendete elektrische Beschleunigungsmesser ist zwar zuverlässig und genau, aber für laufende Untersuchungen noch zu umständlich.

In Kürze werden von Wa Prüf 6 Richtlinien herausgegeben, in denen die an die Federung der Panzer gestellten technischen Bedingungen festgelegt sind. Ferner sind hierin die Bedingungen für die Prüfung der Federungseigenschaften, sowie Angaben über die verwendeten Meßgeräte und Auswertverfahren enthalten.

Durch Anwendung der angegebenen Prüfung können die Federungseigenschaften der Panzer objektiv und zahlenmäßig bewertet werden. Wenn man sich durch Mitfahren auf den geprüften Fahrzeugen auch ein gefühlsmäßiges Urteil zu bilden sucht, so kommt man zu dem Ergebnis, daß das objektive Meßergebnis auch durch das subjektive Urteil bestätigt wird, sofern die Unterschiede groß genug sind, daß aber bei kleineren Unterschieden das subjektive Empfinden unzureichend und unzuverlässig ist.

- 13 -

zu schaffen. Jedenfalls ist es Aufgabe der Forschung voranzuschauen, ohne Rücksicht auf die noch bestehenden technischen Schwierigkeiten und Vorurteile. Was heute noch als übertriebene Zielsetzung angesehen und vielleicht abgelehnt wird, kann in Kürze zur eisernen Notwendigkeit werden.

II. Die wichtigsten Gesetzmäßigkeiten der Federung.

Wir wollen als nächstes die wichtigsten Gesetzmäßigkeiten der Federung einer kurzen Betrachtung unterziehen. Sie geben die Grundlage für die Erfüllung der gestellten Aufgabe. Von einer guten Federung wird vor allem verlangt, daß sie die durch die Unebenheiten der Fahrbahn bedingten Stöße weitgehend vom Wagenkasten fernhält. Dieser soll gewissermaßen derart "in der Schwebe" gehalten werden, daß er die Unebenheiten der Fahrbahn

- 14 -

- 13 -

Im übrigen werden sich diese Prüfungen auf Hindernisbahnen im Sinne der planmäßigen Züchtung einer hochwertigen Federung und Dämpfung der Panzer auswirken. Jedenfalls wird der Auftraggeber in Zukunft eindeutig festlegen können, welche Bedingungen erfüllt sein müssen, wenn die Federung als ausreichend betrachtet werden soll. Auch für die Entwicklungsfirmen bedeutet die Festlegung derartiger Bedingungen eine wesentliche Erleichterung, da dann keine Meinungsverschiedenheiten über die zu stellenden Anforderungen entstehen können.

Welche Forderungen man im einzelnen stellen will, muß von Fall zu Fall sorgfältig geprüft und entschieden werden. Der Auftraggeber muß sich dabei im Klaren darüber sein, daß eine hochwertige Federung auch einen entsprechenden Raum erfordert. Kann dieser aus anderen Erwägungen nicht zur Verfügung gestellt werden, so ist die gestellte Forderung nicht erfüllbar.

Vieles deutet daraufhin, daß wir uns bei Panzerung und m_0 -waffnung der Kampfswagen der Grenze des Erreichbaren nähern. Die einsige taktische Komponente, die noch wesentliche Entwicklungsmöglichkeiten bietet, ist also die Geschwindigkeit. Sie ist aber in erster Linie durch die Leistungsfähigkeit von Federung und Dämpfung bestimmt.

Es ist m.E. unsere Pflicht hierauf hinzuweisen und die Voraussetzungen für die Verwirklichung der hier zu steckenden Ziele zu schaffen. Jedenfalls ist es Aufgabe der Forschung voranzuschauen, ohne Rücksicht auf die noch bestehenden technischen Schwierigkeiten und Vorurteile. Was heute noch als übertriebene Zielsetzung angesehen und vielleicht abgelehnt wird, kann in Kürze zur eisernen Notwendigkeit werden.

II. Die wichtigsten Gesetzmäßigkeiten der Federung.

Wir wollen als nächstes die wichtigsten Gesetzmäßigkeiten der Federung einer kurzen Betrachtung unterziehen. Sie geben die Grundlage für die Erfüllung der gestellten Aufgabe. Von einer guten Federung wird vor allem verlangt, daß sie die durch die Unebenheiten der Fahrbahn bedingten Stöße weitgehend vom Wagenkasten fernhält. Dieser soll gewissermaßen derart "in der Schwebe" gehalten werden, daß er die Unebenheiten der Fahrbahn

- 14 -

- 14 -

nur in stark verringertem Maß mitzumachen braucht und zwar vor allem im Hinblick auf die Nickschwingungen. Ein Urteil darüber, inwieweit dieses Ziel erreicht ist, läßt sich bei einem Panzer durch folgenden Versuch gewinnen:

Man überfährt eine gegebene Hindernisbahn zunächst einmal mit der niedrigsten Geschwindigkeit, z.B. 5 km/h und läßt die Nickwinkel, die das Fahrzeug dabei ausführt, von einem Kreiselnigungsmesser aufzeichnen. Diese Aufzeichnung gibt ein gutes Bild von dem Verlauf der Unebenheiten des Bodens und kann als Bezugswert für die weiteren Messungen verwendet werden. Dann wiederholt man den Versuch mit verschiedenen höheren Geschwindigkeiten. Die Federung wird die gestellte Aufgabe offensichtlich nur dann erfüllen, wenn die Nickwinkel mit wachsender Fahrgeschwindigkeit immer kleiner werden. Denn nur dann ist das Ziel erreicht, daß die Federung die Wirkung der Unebenheiten des Bodens teilweise vom Wagenkasten fernhält. Werden die Schwingungen mit wachsender Fahrgeschwindigkeit dagegen immer größer, so kann doch offenbar keine Rede davon sein, daß die Federung die an sie gestellten Anforderungen erfüllt.

Will man in die Gesetzmäßigkeiten, die diesem Verhalten zu Grunde liegen, eindringen, so muß man zunächst die Frage klären, woher die Kräfte kommen, die den Wagenkasten sozusagen "in der Schwebe" halten, während sich das Laufwerk über die Unebenheiten der Fahrbahn bewegt und die Federn den Bodenwellen entsprechend gespannt und entspannt werden. Die nähere Betrachtung wird zeigen, daß hier die Trägheitskräfte der Masse des Wagenkastens wirksam sind und daß man nur zum Ziel kommt, wenn es gelingt, diesen Kräften die Überlegenheit über die von den Unebenheiten der Fahrbahn gesteuerten Kräfte der Federung zu verschaffen. Man muß sich darüber klar werden, daß die Trägheitskräfte des Wagenkastens für den vorliegenden Zweck nützlich, die von der Federung auf den Wagenkasten übertragenen Kräfte aber störend sind. Man muß ~~sie~~ versuchen, sie möglichst klein zu halten. Dies ist nur dadurch möglich, daß die Federung genügend weich gemacht wird.

Andererseits erkennt man schon aus dieser einfachen Überlegung, daß es eine Utopie ist, verlangen zu wollen, der Wagenkasten

- 15 -

- 15 -

solle bei einer besonders guten Federung überhaupt keine Schwingungen mehr machen. Denn die Trägheitskräfte kommen erst dadurch zustande, daß Schwingungen auftreten. man kann ~~aber~~ sehr wohl erreichen, daß auch bei "rauhem Gelände" die Nickschwingungen in der Größenordnung von 1° bis 2° bleiben und daß die damit verbundenen Beschleunigungen genügend niedrig werden.

Das Rüstzeug zur rechnerischen Beherrschung dieser Vorgänge kann nicht durch statische Betrachtungen gewonnen werden, sondern man muß hier die leider auch in Ingenieurkreisen wenig geläufige dynamische Denkweise anwenden. Mit anderen Worten, es handelt sich bei der Fahrzeugfederung um ein schwingungstechnisches Problem.

A. Der Panzer als Schwingungssystem.

Die erste Aufgabe bei einer schwingungstechnischen Untersuchung besteht darin, die Schwingungseigenschaften festzustellen. Dies kann durch Versuch und durch Rechnung erfolgen. An der Schaffung zutreffender Berechnungsverfahren besteht insofern ein großes Interesse, als die Ermittlungen schon beim Entwurf eines Panzers durchgeführt werden müssen und ein mit dem Versuch befriedigend übereinstimmendes Ergebnis liefern sollen.

Die Berechnung geht von einem vereinfachten Schema aus, das nur die Federungseigenschaften, die Massenträgheit des Wagenkastens und die Dämpfung berücksichtigt. In Bild 5 ist ein derartiges Schema zusammen mit dem zugehörigen Fahrzeug dargestellt. Dabei wird die träge Masse des Wagenkastens zur Vereinfachung durch einen Quader gebildet, der das gleiche Gewicht, die gleiche Schwerpunktlage und das gleiche Massenträgheitsmoment bezüglich der Querachse durch den Schwerpunkt besitzt wie der Wagenkasten.

Der Quader ruht auf mehreren Federn und zwar sind ebensoviele Federn vorzusehen als Radpaare vorhanden sind. Die Mittellinien der Federn müssen dabei stets mit den Loten durch die Auflagerpunkte der Laufräder übereinstimmen, ohne Rücksicht darauf, wie die Federkonstruktion im einzelnen beschaffen ist. Die Einheitskraft^{x)} jeder ideellen Feder ist gleich der Summe der Einheits-

^{x)} d.h. die Kraft, die sich ergibt, wenn man die Feder um 1 cm zusammendrückt. Sie wird auch als "Federkonstante" bezeichnet.

- 16 -

- 16 -

Kräfte der Federung, die an den Radauflagerpunkten der entsprechenden beiderseits der Wanne liegenden Laufräder ermittelt wird. Diese Ermittlung kann ohne Schwierigkeit durch Rechnung oder Versuch erfolgen. ~~Wir können auf Einzelheiten hier nicht eingehen.~~

Bei Erfassung der schwingungstechnischen Eigenschaften des Fahrzeugs, die zur Beurteilung seiner Federung erforderlich sind, genügt es, die Schwingungen in der Längsmittlebene zu betrachten. Dabei ergeben sich zwei Arten von Schwingungen; ~~nämlich~~:

a) Drehschwingungen um eine Querachse, die nach unseren Messungen etwa in Höhe der Radachsen liegt und zwar senkrecht unterhalb des Fahrzeugschwerpunktes. Sie sollen in Zukunft kurz als Nickschwingungen bezeichnet werden. Bild 6 veranschaulicht diese Schwingungsart. Zu ihrer Kennzeichnung sind 3 Bestimmungsstücke erforderlich, nämlich:

1. die minutliche Eigenschwingungszahl der Nickschwingungen,
2. die Größe der Nickschwingungsdämpfung,
3. die Amplitude des Nickschwingungswinkels.

b) Hubschwingungen des Fahrzeugs. Diese liegen dann vor, wenn der Wagenkasten Schwingungen in senkrechter Richtung ausführt, bei denen die Kanten des Wagenkastens parallel zueinander bleiben. Diese Schwingungsart ist in Bild 7 dargestellt. Zu ihrer Kennzeichnung sind ebenfalls 3 Bestimmungsstücke anzugeben, nämlich:

1. die minutliche Eigenschwingungszahl der Hubschwingungen,
2. die Dämpfung der Hubschwingung,
3. die Schwingungsamplitude des Schwerpunktes.

In der Regel treten beide Schwingungsarten gleichzeitig auf, wobei sie einander überlagern. Jedoch ist die Überlagerung bei den Panzern fast immer derart, daß die beiden Schwingungsarten nicht miteinander gekoppelt sind, so daß sie nebeneinander bestehen, ohne sich gegenseitig wesentlich zu beeinflussen.

Meßtechnisch kann man beide Schwingungsarten am einfachsten dadurch trennen, daß man einerseits mit Hilfe eines Kreiselmessers Größe und Verlauf des Nickschwingungswinkels aufzeichnet und andererseits den senkrechten Weg x des Fahrzeug-

- 17 -

- 17 -

schwerpunktes mißt. Eine derartige Messung ist z.B. beim Überfahren einer Wellenbahn dadurch möglich, daß neben den Hindernissen eine ebene Fahrbahn angeordnet ist, auf der ein am Fahrzeug befestigtes Schlepprad läuft, das ein Schreibwerk betätigt. Bild 8 und 9 lassen die entsprechende Anordnung bei Messungen am Panther erkennen. Bei Fahrten im Gelände wird man nur die Beschleunigung im Schwerpunkt registrieren können, aus der dann mit Hilfe von zeichnerischen Verfahren Schlüsse auf den Verlauf des Schwerpunktweges gezogen werden können.

Es hat sich gezeigt, daß bei Beurteilung der Federung die Hubschwingung von untergeordneter Bedeutung ist, so daß man sich bei den Messungen im wesentlichen auf die Untersuchung der Nickschwingungen beschränken kann.

Bei allen bisher untersuchten Panzern ist die Eigenschwingungszahl der Nickschwingungen wesentlich niedriger, als die Eigenschwingungszahl der Hubschwingungen. Sie liegt beim Panther mit 31/min bei weitem am niedrigsten von allen bisher untersuchten Panzern und es wird sich zeigen, daß gerade die Nickeigenschwingungszahl eine der wichtigsten Maßzahlen zur Beurteilung der Federungseigenschaften ist. Eine Zusammenstellung der Schwingungseigenschaften von 9 Panzern wird später besprochen. Wie vorweg bemerkt werden möge, dürfte es aus Platzrückichten kaum gelingen, die Nickeigenschwingungszahl eines Fahrzeuges noch wesentlich unter 30/min zu legen.

B. Das Verhalten des Panzers auf einer Wellenbahn.

Den besten Einblick in das Verhalten der Federung erhält man, wenn man das Fahrzeug über eine Fahrbahn schiebt, die eine größere Anzahl von z.B. 10 gleichen sinusförmigen Wellen aufweist. Wir haben in Anlehnung an die Tatsache, daß auf der Kammersdorfer Waldrundstrecke vorwiegend Wellenlängen in der Größenordnung von 6 m vorkamen, bei der bisher vorwiegend benutzten Hindernisbahn diese Wellenlänge zu Grunde gelegt. Die Wellenhöhe wurde mit 10 cm gewählt. Das Überfahren dieser Wellenbahn mit hoher Geschwindigkeit galt noch vor 2 Jahren als eine sehr schwere Bedingung, der nur vereinzelte Fahrzeuge gewachsen waren. Für den Panther stellt sie bereits eine leichte Strecke dar.

- 18 -

- 18 -

Das eingangs aufgezeigte Ziel wird dann erreicht sein, wenn der Wagenkasten beim Überfahren einer derartigen Wellenbahn nur kleine Nickwinkel in der Größenordnung von etwa $\pm 1^\circ$ ausführt. Will man sich ein klares Bild von den Kräften und Momenten machen, die bei Fahrt über die Hindernisse auf den Wagenkasten einwirken, so geht man zweckmäßig von dem Idealfall aus, daß der Wagenkasten beim Überfahren der Wellenbahn keinerlei Schwingungen macht, sondern sich in der gegebenen Richtung geradlinig (gewissermaßen so als ob er in Schienen geführt wäre) bewegt. Da die Räder jedoch mit der Fahrbahn in Berührung bleiben, werden die Federn nach Maßgabe der Fahrbahnoberfläche gespannt und entspannt. Zur Erfassung der dabei auf den Wagenkasten ausgeübten Kräfte, denke man in verschiedenen Stellungen des Fahrzeuges "Momentaufnahmen" gemacht. Bild 10 zeigt am Beispiel des Panther eine solche "Momentaufnahme" beim Überfahren von Wellen mit 6 m Länge und 10 cm Höhe. Die gesuchten Kräfte ergeben sich, wenn man für jedes Radpaar (jede ideale Feder) die Auslenkung aus seiner Gleichgewichtslage abmisst und diesen Wert in cm mit der zugehörigen Federeinheitskraft in kg/cm multipliziert. Die Gesamtheit der so erhaltenen Kräfte läßt sich für jede derartige "Momentaufnahme" zerlegen in eine Einzelkraft P_0 , die im Schwerpunkt angreift und ein Moment M_0 , das den Wagenkasten um die Nickschwingungsachse zu drehen sucht. Führt man die Rechnung im einzelnen durch und trägt die Größe der Einzelkraft P_0 und des Momentes M_0 jeweils über der Stelle der Fahrbahn auf, wo sich der Schwerpunkt des Wagenkastens befindet, so erhält man für beide Größen den in Bild 10 dargestellten Verlauf. Man erkennt, daß sowohl die Einzelkraft, als auch das Moment sich im Rhythmus der Fahrbahnwellen periodisch ändern und daß diese Größen somit typische Schwingungserregungen für die beiden Hauptschwingungsarten des Fahrzeuges darstellen. Die Frequenz dieser Erregung ist der Fahrgeschwindigkeit v_f verhältnismäßig. Trägt man bei den Kurven für P_0 und M_0 in der Abszissenachse nicht die Fahrbahnlänge sondern die Zeit auf, die das Fahrzeug benötigt hat, um die entsprechenden Strecken zurückzulegen, so kann man ohne weiteres die Zeitdauer $T_0 = \frac{L_0}{v_f}$ abgreifen, die einer vollen Erregerperiode entspricht. Die Kreisfrequenz ω_0 ergibt sich aus dieser Periodendauer nach der bekannten Formel:

- 19 -

- 19 -

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T_0} = 2\pi \cdot \frac{v}{L_0} \quad 1/\text{sek.}$$

Die Amplituden P_{00} und M_{00} sind der Wellenhöhe proportional, im übrigen werden sie wesentlich von der Standlänge des Fahrzeugs und der Verteilung der Federung über die Standlänge beeinflusst. Es würde zu weit führen, auf diese Zusammenhänge im einzelnen einzugehen. Aus Bild 10 ersieht man, daß bei dem dort gewählten Zahlenbeispiel für die Einzelkraft, durch welche die Hubschwingungen erregt werden, eine Amplitude $P_{00} = 1800 \text{ kg}$ und für das Moment, das die Nickschwingungen erregt, ein Scheitelwert von $M_{00} = \pm 6200 \text{ mkg}$ gefunden wurde. Ergänzend ist noch gestrichelt der Verlauf für P_0 und M_0 eingetragen, der sich ergibt, wenn eine Einzelwelle von 6 m Länge und 10 cm Höhe überfahren wird.

Die Schwingungen, die der Wagenkasten unter der Einwirkung der Erregerkraft P_0 und des Erregermoments M_0 ausführt und die in ~~der Antriebsweise~~ der Schwingungstechnik als "erzwungene Schwingungen" bezeichnet werden, können je für sich getrennt betrachtet und zur Ermittlung des Gesamtverhaltens des Fahrzeuges einander überlagert werden. Unter Umständen liegt noch eine gewisse Kopplung, d.h. gegenseitige Beeinflussung beider Schwingungsarten vor, die aber in den praktisch vorkommenden Fällen, wo sich die Eigenschwingungszahlen der Hubschwingungen und der Nickschwingungen stark voneinander unterscheiden, so gering ist, daß hierauf bei allen grundsätzlichen Betrachtungen keine Rücksicht genommen zu werden braucht.

Bei der Hubschwingung verhält sich das Fahrzeug wie ein schwingender "Massenpunkt" x), auf den eine nach einem Sinusgesetz seitlich veränderliche Kraft einwirkt. Nach dem Grundgesetz der erzwungenen Schwingungen erfolgen die Bewegungen des Massenpunkts in demselben Rhythmus, in dem die Erregerkraft pulsiert. Es genügt also zur Kennzeichnung des Vorgangs, wenn wir für jede

x) Unter dem Symbol des "Massenpunktes" kann die Bewegung eines Körpers erfaßt werden, wenn seine Umrisse zueinander parallel bleiben. In diesem Fall genügt es, die Bewegung des Schwerpunkts zu betrachten. Man kann sich vorstellen, daß die Gesamtmasse im Schwerpunkt etwa in Form einer kleinen Kugel mit außerordentlich großem spezifischen Gewicht vereinigt sei.

- 20 -

- 20 -

Frequenz die Amplitude der Schwingung angeben. Dieser Fall ist in der Schwingungstechnik eingehend untersucht, so daß wir hierauf zurückgreifen können. Trägt man die Amplitude X der Schwerpunktsbewegung in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz oder der dazu verhältnismäßigen Fahrgeschwindigkeit v_f auf, so erhält man die bekannte Resonanzkurve. In Bild 11 ist eine Schar derartiger Resonanzkurven für verschieden große Dämpfungen dargestellt. In diese Schar ist eine Bezugelinie eingetragen, die der Erregeramplitude $X_0 = \frac{P_{00}}{c_H}$ (wobei $c_H = \sum c$ im vorliegenden Fall $c_H = 8 c = 8 \cdot 156 = 1248 \text{ kg/cm}$) entspricht. Man erkennt, daß die Schwingungsamplitude des Schwerpunktes bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten zunächst gleich der Erregeramplitude der Hindernisbahn ist. Sie nimmt dann bis zum Erreichen der Resonanzkurve stetig zu und zwar um so mehr, je kleiner die Dämpfung ist. Der günstigste Wert wird bei etwa $D = 0,3$ erreicht ^x). Erst wenn die Fahrgeschwindigkeit einen Wert überschritten hat, der größer ist als das rd. 1,5-fache der zur Resonanzkurve gehörigen "kritischen Fahrgeschwindigkeit v_{Res} ", wird die Schwingungsamplitude des Schwerpunktes kleiner als die Erregeramplitude. Von da an sinkt sie mit steigender Geschwindigkeit mehr und mehr. Schon aus dieser einfachen Betrachtung erkennt man, daß eine ruhige Lage des Wagenkastens nur dann erreicht werden kann, wenn man mit Geschwindigkeiten fährt, die wesentlich höher liegen als die kritischen Geschwindigkeit v_{Res} . Nur in diesem Fall erfüllt aber die Federung die ihr zugeordnete Aufgabe, die darin besteht, dafür zu sorgen, daß die Schwingungen des Wagenkastens kleiner werden, als die Unebenheiten der Fahrbahn. Man erreicht dieses Ziel nur, wenn die Federung so weich wie möglich gemacht wird. Selbstverständlich sind hierbei praktische Grenzen gesetzt.

Außerdem erkennt man aus ^{Abb.} Bild 11 die wichtige Rolle der Dämpfung. Wird sie zu klein gemacht, so ergibt sich bei der

x) Auf die Bedeutung und Definition der für die Dämpfung eingeführten Maßzahl kann hier nicht eingegangen werden. Dieser Begriff wird in den Grundlagen der Schwingungstechnik eingehend erörtert. Es sei hierauf verwiesen (siehe z.B. E. Lehr, Schwingungstechnik, Bd. I, 4tes Kapitel, Verlag J. Springer 1931).

- 21 -

- 21 -

kritischen Geschwindigkeit eine sehr unliebsame Aufschaukelung. Macht man sie zu groß, so werden im Fahrzeug bei hohen Geschwindigkeiten unangenehme Beschleunigungen fühlbar. In Bild 12 sind ergänzend die Kurven für die Abhängigkeit der Schwerpunktsbeschleunigung von der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen. Hieraus ersieht man, daß eine Dämpfung von $D = 0,3$ nicht überschritten werden darf, wenn mit steigender Fahrgeschwindigkeit die Beschleunigungen nicht wieder stark anwachsen sollen.

Je mehr sich der Wagenkasten dem erstrebten Idealzustand nähert, d.h. je kleiner die Amplitude der Schwingungen wird, um so größer müssen auch die Relativbewegungen der Räder gegenüber dem Wagenkasten werden, denn sie müssen ja allen Unebenheiten der Fahrbahn folgen. Demgemäß tritt auch eine hohe Schwingungsbeanspruchung der Federn auf. Auch wird ohne weiteres klar, daß der Radhub etwa gleich der Wellentiefe sein muß, wenn ein Aufschlagen vermieden werden soll.

Entsprechende Betrachtungen lassen sich für die Nickschwingung durchführen. Wir wollen hier die rechnerischen Untersuchungen übergehen und uns sofort den durch Messungen an betriebsfertigen Fahrzeugen gewonnenen Kurven zuwenden.

In ~~Abb. 13~~^{Abb.} 13 sind die durch Messungen mit dem Kreiselneigungsmesser beim Überfahren einer Hindernisbahn mit zehn 6 m langen Wellen von 10 cm Höhe ermittelten Amplituden der Nickschwingungen des Panther in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen. Man ersieht hieraus, daß die Dämpfung einen starken Einfluß auf die Form der erhaltenen Kurven besitzt. Ferner zeigt sich, daß nach Überwindung der Resonanzkuppe, die bei einer Fahrgeschwindigkeit von rd. 12 km/h liegt, die Nickschwingungen immer kleiner werden, je schneller das Fahrzeug fährt. Bei einer Geschwindigkeit von 40 km/h und $D = 0,25$ ist z.B. der Schwingungsaus Schlag der Nickschwingung nur noch rd. $\pm 0,3^\circ$. Die Bewegung des Wagenkastens war dabei so gering, daß man bei dieser Geschwindigkeit auf dem Fahrzeug bequem freihändig stehen konnte.

Man erkennt, daß bei einer Dämpfung von $D = 0,37$ die Resonanzkuppe wesentlich niedriger wird und bei $D = \sim 0,5$ ganz verschwindet. Der Konstrukteur muß also bestrebt sein, eine entsprechend große Dämpfung unterzubringen.

- 22 -

- 22 -

In Bild 14 sind die Resonanzkurven des Panther zum Vergleich zusammen mit den auf derselben Wellenbahn aufgenommenen Kurven des Tiger I, des Panzer III (Z W 38) und des T 34 aufgetragen. Hieraus geht die beträchtliche Überlegenheit der Pantherfederung besonders anschaulich hervor. Man erkennt ferner, daß die zur Resonanzkurve gehörige Fahrgeschwindigkeit beim Panzer III 18 km/h, beim Tiger I und T 34 rd. 25 km/h beträgt, daß diese Fahrzeuge also das Höchstmaß der Aufschaukelung bei Geschwindigkeiten erfahren, bei denen der Panther längst aus dem Resonanzbereich heraus ist.

Zeichnet man die Resonanzkurven für verschiedene Wellenbahnen auf, die sämtlich gleiche Wellenhöhe aber verschiedene Wellenlänge haben, so gewinnt man ein Urteil darüber, welche Wellenlänge bei dem betreffenden Fahrzeug die größten Nickschwingungsausschläge hervorruft, also die ungünstigsten Prüfbedingungen darstellt. In Bild 15 ist das Ergebnis dieser Untersuchung für den Panther dargestellt. Außer den Resonanzkurven, die für Wellenlängen von 200 bis 2500 cm eingetragen wurden, ist noch die Hüllkurve eingezeichnet, die tangierend an die Resonanzkurven gelegt werden kann. Aus dieser Darstellung erkennt man anschaulich, daß eine Wellenlänge von 6 bis 7 m am ungünstigsten ist. Dieser Sachverhalt ist dadurch bedingt, daß bei größeren Wellenlängen aber gleicher Wellenhöhe die Steilheit der Wellenflanken kleiner und damit auch die Erregung der Nickschwingungen geringer wird, so daß es verständlich ist, wenn die Kuppen der Resonanzkurven mit zunehmender Wellenlänge immer niedriger werden. Wird andererseits die Wellenlänge wesentlich kleiner als 6 m, so werden die Unebenheiten zum Teil überbrückt (die Standlänge des Fahrzeugs beträgt etwa 3,6 m) und zwar umso mehr, je kleiner die Wellenlänge im Verhältnis zur Standlänge wird.

Diese Untersuchung bestätigt also die Richtigkeit und Zweckmäßigkeit der Maßnahme, für die Prüfung vorwiegend Wellenbahnen mit 6 m langen Wellen zu verwenden, da hierdurch die höchsten Anforderungen gestellt werden. Entsprechende Untersuchungen an anderen Panzern führten zu dem gleichen Ergebnis.

Die bisherigen Betrachtungen gingen von den Erregerkräften aus, die beim Überfahren der Hindernisbahn in den Fahrzeugfedern zu Stande kommen und auf den Wagenkasten einwirken. Zu demselben

- 23 -

- 23 -

Ergebnis kann man jedoch auch durch eine mehr kinematische Betrachtungsweise gelangen. Da man auf diesem Weg weitere interessante Einblicke erhält, soll auch über diese Untersuchungen ein kurzer Überblick gegeben werden.

Wenn der Beobachter seinen Platz auf dem Fahrzeug wählt, so wird er dieselben Erscheinungen, wie sie beim Überfahren der Wellenbahn auftreten, wahrnehmen, wenn das Fahrzeug auf eine schaukelnde Plattform gestellt wird ^{x)}. Wir haben uns nicht damit begnügt, diesen Vergleich gedanklich vorzunehmen, sondern gemäß Bild 16 eine Schwingungsplattform, die kurz als "Schaukel" bezeichnet werden möge, ausgeführt, auf die der betriebsfertige Panzer gesetzt werden kann. Die Anordnung ist so getroffen, daß die Schwingungsachse wahlweise durch den Schwerpunkt des Fahrzeugs oder durch entsprechendes Unterbauen in die Ebene der Radachsen, also in die Nickschwingungsachse gelegt werden kann. Der Antrieb der Schaukel erfolgt zwangsläufig durch ein Kurbelgetriebe. Die Amplitude des Schaukelwinkels wurde in der Regel mit $\pm 0,7^\circ$ gewählt, damit die Resonanzkurven auch noch bei einer Dämpfung von $D = 0,1$ einwandfrei aufgenommen werden konnten. Durch Einbau von Kurbelwellen mit verschiedenem Hub kann die Schaukelamplitude auch noch auf verschiedene andere Werte eingestellt werden. Die Frequenz der Schaukelung läßt sich durch stetiges Ändern der Drehzahl des Antriebsmotors mit Hilfe eines Leonardsatzes von etwa 10 bis 100 Schwingungen/min stetig verändern.

Führt der Panzer sehr langsam, z.B. mit einer Geschwindigkeit von $v_p = 5 \text{ km/h}$ über die Wellen, so wird er die Unebenheiten ausfahren. Mißt man mit Hilfe des Kreiselneigungsmessers die dabei auftretende Winkelneigung, so stellt man fest, daß sie sich sinusförmig mit der Zeit bzw. mit dem Weg des Fahrzeugs ändert und daß die Amplitude des Winkels einen bestimmten Betrag erreicht, der auch zeichnerisch ermittelt werden kann und der z.B. bei den 6 m Wellen von 10 cm Höhe und Überfahren mit dem

^{x)} Noch anschaulicher wäre es, wenn die Wellenbahn unter dem "an Ort" gehaltenen Fahrzeug mit der gewünschten Fahrgeschwindigkeit vorbei bewegt werden könnte. Eine entsprechende Anordnung würde jedoch einen sehr großen Aufwand erfordern, ohne daß dadurch wesentlich neue Erkenntnisse gewonnen werden könnten.

- 24 -

- 24 -

Panther $\varphi_{\infty} = \pm 1,65^\circ$ betrug. Bei dieser langsamen Überfahrt sprechen die Federn des Fahrzeuges nur wenig an. Das gleiche Verhalten kann man auf der "Schaukel" feststellen, wenn diese mit kleinster Schwingungszahl von z.B. $n = 10/\text{min}$ arbeitet.

Je höher nun die Fahrgeschwindigkeit v_f wird, um so größer wird auch die Relativbewegung zwischen den Rädern und dem Fahrzeug, wobei die Schwingungen des Wagenkastens in Phase mit der "Schaukelbewegung der Unterlage" bleiben. Dabei sind die Winkelausschläge des Wagenkastens größer als die durch die Fahrbahn gegebene größte Winkelneigung (bzw. die Amplitude des Schaukelwinkels) φ_{∞} . Es tritt also zunächst eine Aufschaukelung und keine Verminderung der Nickwinkelausschläge ein. Dieser Vorgang bleibt bis zum Erreichen der Resonanzgeschwindigkeit erhalten. Hier ist, wie aus der Schwingungstechnik zur Genüge bekannt, die Phasenverschiebung zwischen der Schwingung des Wagenkastens und der "erregenden Schaukelbewegung" 90° . Nach Überschreiten der Resonanz vergrößert sich die Phasenverschiebung nach Maßgabe der Dämpfung mehr und mehr, bis sie schließlich einen Betrag von etwa 180° erreicht. Dann erfolgt also die Schwingbewegung des Wagenkastens gegenläufig zur Schaukelbewegung. Gleichzeitig werden die Schwingungen kleiner und kleiner.

All diese Vorgänge kann man besonders anschaulich verfolgen, wenn man das Verhalten des Fahrzeuges auf der "Schaukel" beobachtet, während die durch den Kurbelantrieb bewirkte Schwingungszahl langsam von 10 bis 100/min gesteigert wird. Bei einer Schaukelschwingungszahl, die mehr als zweimal so groß ist, wie die zur Resonanzkuppe gehörende Schwingungszahl kann man z.B. in eindrucksvoller Weise beobachten, daß der Wagenkasten nahezu unbeweglich stehen bleibt, während sich die Schaukel mit dem Laufwerk stark hin- und herbewegt.

Trägt man die bei gleichbleibender Schaukelamplitude φ_{∞} erhaltenen Nickwinkel φ des Wagenkastens, die z.B. mit dem Kreiselnigungsmesser gemessen werden können, oder noch besser den 8 Verhältnswert $V_n = \frac{\varphi}{\varphi_{\infty}}$, das sogenannte "Vergrößerungsverhältnis", in Abhängigkeit von der Schaukelelfrequenz auf, so erhält man für verschieden große Dämpfungen, die in Bild 17 dargestellten Kurven. Man erkennt auch hieraus, daß die günstigste

- 25 -

- 25 -

Dämpfung bei $D = 0,40$ bis $0,50$ liegt. Wird die Dämpfung größer gemacht, so bleibt die erwartete Verringerung der Winkelausschläge mit steigender Schaukelefrequenz (Fahrgeschwindigkeit) aus. Besonders anschaulich in dieser Hinsicht ist die für $D = 1$ aufgenommene Kurve.

Einen weiteren Einblick gewinnt man, wenn die Relativbewegung des Wagenkastens gegenüber der Schwingungsplattform gemessen und aufgetragen wird. Bild 18 zeigt die so erhaltenen Kurven und zwar wurde hier das Vergrößerungsverhältnis $V_r = \frac{\varphi_{rel}}{\varphi_{eo}}$, d.h. der Verhältniswert der Amplitude des Neigungswinkels φ_{rel} des Wagenkastens zur Amplitude φ_{eo} der Schwingungsplattform, in Abhängigkeit von der Schaukelefrequenz aufgetragen. Man erkennt deutlich, daß bei niedrigen Frequenzen für alle Dämpfungen zunächst keine oder nur sehr geringe Relativbewegungen stattfinden, daß also bei diesen niedrigen Frequenzen die Federn zunächst sehr wenig arbeiten. Nach Überschreiten der Resonanz nähert sich dagegen der Ausschlagwinkel rasch dem Vergrößerungsverhältnis $V_r = 1$, d.h. der Wagenkasten bleibt vermöge der Trägheitswirkung seiner Masse im wesentlichen ruhig im Raum stehen, während die Schwingungsplattform sich ihm gegenüber hin- und herbewegt. Der Winkel der Relativbewegung des Wagenkastens gegenüber der Schwingungsplattform ist dann nahezu gleich dem Schwingungswinkel φ_{eo} der Plattform. Dann muß aber die Federung um einen diesem Schwingungswinkel entsprechenden Weg arbeiten.

Der geschilderte Sachverhalt, von dessen Richtigkeit sich jeder leicht selbst überzeugen kann, wenn er einem Versuch mit der "Schaukel" beiwohnt, stellt nochmals klar heraus, daß eine Verringerung des vom Wagenkasten ausgeführten Nickschwingungswinkels φ gegenüber dem Erregerwinkel φ_{eo} nur dann erzielt werden kann, wenn die Fahrgeschwindigkeit wesentlich oberhalb der Resonanzgeschwindigkeit liegt und daß, wenn das Fahrzeug in diesem für die Erzielung einer ruhigen Lage notwendigen Gebiet arbeitet, die Federung um den vollen Betrag der Unebenheiten arbeiten muß. Sie muß demgemäß auch so bemessen werden, daß sie im Stande ist, dauernd entsprechende Wechselbeanspruchungen zu ertragen.

- 26 -

- 26 -

Arbeitet man umgekehrt unterhalb der Resonanz, so werden zwar die Federn weniger in Anspruch genommen. Der Nickschwingungswinkel des Fahrzeugs ist aber dann unter allen Umständen größer als der Erregerwinkel, d.h. es ist unmöglich in diesem Gebiet eine ruhige Lage des Wagenkastens zu erzielen oder in irgend einer anderen Weise den Effekt der "Schwingungsisolierung" gegenüber den Bodenwellen zu erreichen, dessentwegen die Federung ja schließlich angebracht wird.

Die vorstehenden Betrachtungen dürften klar bewiesen haben, daß zur Erzielung einer ruhigen Lage die Massenträgheit des Wagenkastens ausgenutzt werden muß. Er wird bei sinusförmiger Erregung um so kleinere Nickwinkel ausführen, je weicher die Federung ist, je tiefer also die Resonanzgeschwindigkeit bei einem gegebenen Gelände liegt. Man muß sich aber auch darüber im klaren sein, daß es nicht möglich sein wird, eine vollständige Ruhe des Wagenkastens zu erzielen, denn die Massenkräfte müssen ja den durch die Federn auf den Wagenkasten übertragenen Wechselkräften und Momenten das Gleichgewicht halten. Die Massenkräfte können aber nur dadurch wachgerufen werden, daß der Wagenkasten eine gewisse Winkelbewegung ausführt. Die Größe der Amplitude des entsprechenden Nickschwingungswinkels φ_{\min} läßt sich, wenn man der Übersichtlichkeit halber die Dämpfung vernachlässigt, nach folgender Formel berechnen:

$$\varphi_{\min} = \frac{\varphi_{e0}}{1 - \lambda^2}$$

Hierbei ist: λ das Verhältnis der in Betracht kommenden Fahrgeschwindigkeit v_f zur Resonanzfahrgeschwindigkeit v_{Res} .

φ_{e0} die Amplitude des Erregerwinkels, der Fahrbahn, d.h. des Nickwinkels, den der Wagenkasten ausführt, wenn das Fahrzeug mit langsamster Geschwindigkeit von z.B. 5 km/h über die Wellenbahn fährt.

Führt man die Rechnung aus, so ergibt sich, daß man auch bei dem bestgefederten und gedämpften Fahrzeug noch mit restlichen Nickschwingungswinkeln in der Größenordnung von $\pm 1^\circ$ rechnen muß. Das Ideal, das Fahrzeug so abzufedern, daß aus voller Fahrt treffsicher geschossen werden kann, ist also von der Federung

- 27 -

- 27 -

aus allein nicht zu erreichen, da bei Nickschwingungswinkeln von $\pm 1^\circ$ noch zu große Störungen entstehen würden. Vielmehr wird sich, wie bereits eingangs bemerkt war, diese Forderung nur unter Zuhilfenahme einer kreiselstabilisierten Optik verwirklichen lassen. Die Vorbedingungen für das einwandfreie Arbeiten derartiger Geräte werden aber umso günstiger sein, je niedriger die Nickeigenschwingungszahl des Wagenkastens liegt, je langsamer also die Schwingbewegungen des mit dem Wagenkasten fest verbundenen Geschützes vor sich gehen und je geringer die Beschleunigungen werden, die am Geschütz wirksam sind. Auch aus diesem Grund muß gefordert werden, daß bei den schnellen Panzern die Nickeigenschwingungszahl so niedrig wie möglich gelegt wird.

Es ist vielfach behauptet worden, daß ein entsprechend weich gefedertes Fahrzeug bei Einzelstößen so große Schaukelbewegungen ausführe, daß der Vorteil der weichen Federung wieder verloren geht. Diese Behauptung trifft zu, wenn die Dämpfung des Fahrzeuges nicht richtig angeordnet ist. Wird aber, wie immer wieder verlangt werden muß, die Nickschwingungsdämpfung mit $D = 0,4$ bis $0,5$ bemessen, so entfällt dieser Nachteil. Auch beim Durchfahren einzelner tiefer Löcher macht dann das Fahrzeug nur geringe Winkelneigungen und stellt sich nahezu ohne Nachschwingung wieder in eine waagerechte Lage ein. *Für diesen Fall*

mit folgenden Forderungen:

Um eine gute Federung zu erhalten, muß man vor allem darauf bedacht sein, die Eigenschwingungszahl der Nickschwingungen so niedrig wie möglich zu halten. Es ist praktisch durchaus möglich, bei den Panzern Nickeigenschwingungszahlen bis herab zu rd. 30/min zu erzielen.

Gleichzeitig muß durch entsprechende Anordnung der Dämpfer dafür gesorgt werden, daß die Nickschwingungen mit $D = 0,4$ bis $0,5$ gedämpft werden. Kleinere Dämpfungen sind unzureichend. Entspricht die Dämpfung nicht den gestellten Forderungen, so nützt die weiche Federung auch nichts und das Fahrzeug wird sich nicht zufriedenstellend verhalten. Die Dämpfung ist also ebenso wichtig wie die Federung und nicht von ihr zu trennen.

- 28 -

- 28 -

Die Fahrversuche haben gezeigt, daß man auf die Hubschwingungen nur wenig zu achten braucht. Wenn die Federung so bestimmt wird, daß sich die geforderte niedrige Nickenfrequenz ergibt, so wird sich ganz von selbst auch eine genügend niedrige Hubeigenfrequenz einstellen. Entsprechendes gilt von der Dämpfung der Hubschwingungen.

Zu der Frage, ob einfachwirkende oder doppelwirkende Dämpfer gewählt werden sollen, sei folgendes bemerkt: In der Schwingungstheorie wird stets eine doppelwirkende Dämpfung vorausgesetzt, bei der die vom Dämpfer ausgeübte Kraft der Geschwindigkeit des Dämpferkolbens proportional ist. Man kann also zunächst der Auffassung sein, daß eine solche auch praktisch die gestellten Bedingungen am besten erfüllen würde. Versuche

haben aber gezeigt, daß sich die in den Dämpfern sitzenden Ventile bei hohen Fahrgeschwindigkeiten nicht rasch genug öffnen können, wenn die Räder durch die Unebenheiten mit hoher Geschwindigkeit und Beschleunigung nach oben geworfen werden. Infolgedessen wirkt der Dämpfer bei Aufwärtsbewegung der Räder nicht als Bewegungswiderstand, sondern als hartfederndes Ölpolster. Es entstehen demgemäß in dem Dämpfungszylinder sehr hohe Drücke und die Federung wird zu einem wesentlichen Teil ausgeschaltet. Dieser Nachteil entfällt bei dem einfachwirkenden Dämpfer, der nur arbeitet, wenn die Räder sich nach unten bewegen. Sie stehen dabei lediglich unter der Wirkung der Federkraft und werden nicht wie bei der Aufwärtsbewegung von der Fahrbahn zwangläufig gesteuert. Infolgedessen werden in diesem Fall die hohen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen vermieden, die Ventile des Dämpfers haben bei der Abwärtsbewegung genügend Zeit sich zu öffnen und zu schließen und die gewünschte Wirkung des Dämpfers als Bewegungswiderstand wird erreicht, während eine wesentliche Versteifung der Federung durch den Dämpfer nicht stattfindet.

Es sind Versuche mit schlitzzesteuerten Dämpfern im Gang, die keine Ventile haben, also auch die beobachteten nachteiligen Wirkungen nicht zeigen dürften. Auch bei dieser Konstruktion sollen einfach- und doppelwirkende Dämpfer miteinander verglichen werden. Es bleibt abzuwarten, welches Ergebnis dabei erhalten wird.

- 29 -

- 29 -

C. Berechnung der schwingungstechnischen Eigenschaften.

Aus den vorstehenden Untersuchungen geht hervor, daß folgende Größen für die Beurteilung der federungstechnischen Eigenschaften in erster Linie maßgebend sind.

1. Der Hub der Räder von der Gleichgewichtslage bis zum Anschlag. Er bestimmt die Höhe der Fahrbahnwellen, die stoßfrei überfahren werden können und ist für die Bemessung der Federn ausschlaggebend. Zur Erfüllung der heute zu stellenden Anforderungen muß ein Hub von mindestens 20 bis 25 cm gewählt werden.
2. Die Nickeigenschwingungszahl n_N . Sie bestimmt die Lage der Resonanzfahrgeschwindigkeit und ist dafür maßgebend, von welcher Geschwindigkeit an eine Verminderung der von der Fahrbahn her dem Fahrzeug aufgezwungenen Nickschwingungen eintritt. Sie sollte bei 30/min oder noch niedriger liegen.
3. Die Nickschwingungsdämpfung. Sie muß so bemessen werden, daß auch in der Nähe der Resonanz und beim Überfahren von Einzelhindernissen keine Aufschaukelung auftritt. Diesen Anforderungen entsprechen einseitig nach unten wirkende Dämpfer, die so angeordnet und bemessen sind, daß eine Nickschwingungsdämpfung von $D = 0,4$ bis $0,5$ entsteht. Ist die Dämpfung zu klein, so verhält sich auch ein Fahrzeug, bei dem Hub und Nickeigenschwingungszahl richtig bemessen sind, sehr ungünstig, da es beim Überfahren von hohen Einzelwellen aufschlägt.

Es ist durchaus möglich, die angegebenen 3 Größen schon beim Entwurf zu bestimmen. Zum Hub ist zunächst nichts weiter zu sagen, da es sich dabei um eine rein konstruktive Angelegenheit handelt. Diese Größe ist aber für die Bemessung der Federn entscheidend. Wir kommen hierauf noch zurück. Die Nickeigenschwingungszahl kann durch eine schwingungstechnische Rechnung bestimmt werden, deren Durchführung an dem in Bild 19 dargestellten Zahlenbeispiel erläutert werden soll.

Zunächst ist der Trägheitsradius i für die Schwerpunktsquerachse, der zur Berechnung des Massenträgheitsmoments notwendig ist, zu ermitteln. Dies gelingt am einfachsten, wenn man den Wagenkasten durch einen entsprechenden Quader ersetzt denkt.

- 30 -

- 30 -

Dieser ist so einzutragen, daß er gleiche Breite b hat, wie der Wagenkasten und daß die in Seitenriß erscheinende Fläche $a \cdot b$ etwa gleich der entsprechenden Projektionsfläche des Wagenkastens ist. Dann ergibt sich:

$$i = \kappa \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{12}}, \quad \text{dabei ist } \kappa = 1,15 \text{ ein Berichtigungsfaktor,}$$

der aus Versuchen ermittelt wurde. Er ist dadurch bedingt, daß bei dem Ersatzquader eine durchweg gleichmäßige Massenverteilung angenommen ist, während beim Wagenkasten des Panzers die größten Massen vorn und hinten liegen.

Beim vorliegenden Beispiel erhält man:

$$i = 1,15 \sqrt{\frac{550^2 + 150^2}{12}} = 1,15 \cdot 165 = 190 \text{ cm.}$$

Ist G_f das Gewicht der gefederten Teile des Fahrzeugs in kg, so ist die entsprechende Masse $m = \frac{G_f}{g} = \frac{G_f}{981} \text{ kgsek}^2/\text{cm}$.

Im vorliegenden Fall ist $m = 40,7 \text{ kgsek}^2/\text{cm}$.

Für das Massenträgheitsmoment Θ_s bezüglich der Schwerpunktsquerachse erhält man:

$$\Theta_s = m \cdot i^2 = 40,7 \cdot 190^2 = 14,4 \cdot 10^5 \text{ cmkgsek}^2.$$

Bei Berechnung der Nicken Eigenschwingungszahl kommt aber das Massenträgheitsmoment um die in Höhe der Radachsen liegende Nickschwingungsachse in Betracht. Im vorliegenden Fall ist der Abstand dieser Achse vom Schwerpunkt $H = 65 \text{ cm}$. Infolgedessen ergibt sich nach dem Steinerschen Satz:

$$\Theta = \Theta_s + m \cdot H^2 = 14,4 \cdot 10^5 + 40,7 \cdot 65^2 = 16,1 \cdot 10^5 \text{ cmkgsek}^2$$

Als nächstes ist die Federeinheitskraft c_R je Rad zu berechnen. Sie ergibt sich, wenn man das Rad aus seiner Gleichgewichtslage unter Eigenlast des Fahrzeugs um 1 cm angehoben denkt und den dabei ermittelten Kraftunterschied feststellt. Wird, wie im vorliegenden Fall die Federung durch Stabfedern bewirkt und ist C_f die Drehfederkonstante je Schwingarm, r die Schwingarmlänge, so ergibt sich näherungsweise:

$$c_R = \frac{C_f}{r} \quad \text{im vorliegenden Fall } c_R = 74 \text{ kg/cm.}$$

- 31 -

- 31 -

Da die Federungen von je zwei gleichliegend auf beiden Seiten des Fahrzeugs angeordneten Rädern zu einer ideellen Feder zusammengefaßt werden, erhält man als deren Einheitskraft $c = 2 c_R = 148 \text{ kg/cm}$. Das Einheitsmoment C_H der Federung für die Nickschwingungen errechnet man als Summe der Produkte aus der Federeinheitskraft c der verschiedenen ideellen Federn und dem Quadrat des Abstandes L ihrer Mittellinie von der Nickschwingungsachse. Sind, wie beim vorliegenden Beispiel, die Abstände der Federn untereinander gleich, so ergibt sich, wenn s_F die Anzahl der Federn, L_F der Abstand der Mittellinien der äußeren Federn ist:

$$C_H^i = \sum (c L^2) = \frac{s_F (s_F + 1)}{12 (s_F - 1)} \cdot L_F^2 \cdot c$$

$$= \frac{8 (8 + 1)}{12 (8 - 1)} \cdot 392^2 \cdot 148 = 195 \cdot 10^5 \text{ cmkg.}$$

Da der Schwerpunkt S oberhalb der Nickschwingungsachse liegt, wird durch das Eigengewicht des Fahrzeugs ein Labilitätsmoment gebildet, das sich wie ein negatives Federmoment auswirkt und von C_H^i abzuziehen ist.

Es hat den Betrag:

$$C_L = m \cdot g \cdot H = 40,7 \cdot 981 \cdot 65 = 26 \cdot 10^5 \text{ cmkg.}$$

Somit ist die "Nickfederkonstante":

$$C_H = C_H^i - C_L = (195 - 26) \cdot 10^5$$

$$= 169 \cdot 10^5 \text{ cmkg.}$$

Als Nickeigenschwingungszahl ergibt sich schließlich:

$$n_H = \frac{30}{\tau} \cdot \sqrt{\frac{C_H}{\theta}} = \frac{30}{\tau} \cdot \sqrt{\frac{169 \cdot 10^5}{16,1 \cdot 10^5}} = \underline{31/\text{min}}$$

Die Einheitskraft der Hubschwingung ist gleich der Summe der Einheitskräfte der einzelnen Federn, also:

$$c_H = \sum c = 8 \cdot c = 8 \cdot 148 = \underline{1184 \text{ kg/cm.}}$$

- 32 -

- 32 -

Somit ist die Hubeigenschwingungszahl:

$$n_H = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g_H}{m}} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{1184}{40,7}} = 51,6/\text{min.}$$

Die Berechnung der Dämpfung ist in Bild 20 am Zahlenbeispiel des Panther gezeigt und zwar:

- 1) für den Fall, daß die Dämpfer an der 2ten und 7ten Achse,
- 2) für den Fall, daß die Dämpfer an der 1ten und 8ten Achse angreifen.

Für die Ermittlung der Nickschwingungsdämpfung gilt die aus der Schwingungslehre bekannte Formel:

$$D_H = \frac{\rho_H}{2 \cdot \theta \cdot \omega_H} = \frac{15 \cdot \rho_H}{\pi \cdot \theta \cdot n_H}$$

Dabei ist von der Beziehung Gebrauch gemacht, daß die Kreisfrequenz der Nickeigenschwingungszahl

$$\omega_H = \frac{\pi}{30} \cdot n_H \quad 1/\text{sek.}$$

ρ_H ist der Drehdämpfungswiderstand. Dieser Wert ergibt sich folgendermaßen:

Man berechnet zunächst aus der Indizierung des Dämpfers auf der Dämpferprüfmaschine seinen mittleren Dämpfungswiderstand ρ_D . Dieser Wert wird aus der Bedingung bestimmt, daß das Produkt aus ρ_D und der Kolbengeschwindigkeit die Kraft P_ρ an der Kolbenstange des Dämpfers ergibt. Kennt man also durch Indizieren des Dämpfers in einem bestimmten Augenblick die Dämpferkraft P_ρ in kg und die zugehörige Kolbengeschwindigkeit v_ρ in cm/sek, so kann man sofort auch den Dämpfungswiderstand $\rho_D = \frac{P_\rho}{v_\rho}$ kgaek/cm angeben. x)

Den auf die Laufradachse reduzierten Dämpfungswiderstand ρ_R erhält man durch Multiplikation von ρ_D mit der 2ten Potenz des

x) Der Dämpfungswiderstand dient zur Kennzeichnung der Leistungsfähigkeit in ähnlicher Weise wie die Angabe des Ohmschen Widerstandes und des ertragbaren Höchststroms zur Kennzeichnung eines elektrischen Widerstandes benutzt wird.

- 33 -

- 33 -

29 Quotienten der Hebelarme $\frac{r_D}{r}$ (r_D = Länge der Projektion des Dämpferhebels auf das Lot zur Kolbenstangenachse des Dämpfers, r = Länge des Schwingarms).

30 Der Dämpfungswiderstand je Achse ist das Doppelte dieses Wertes, also $\rho = 2 \rho_R$.

Im vorliegenden Fall ergibt sich:
durch Indizieren des Dämpfers $\rho_D = 95$ kgsek/cm.

31 Hieraus $\rho_R = \frac{r_D^2}{r^2} \cdot \rho_D = \frac{21^2}{42^2} \cdot 95 = 23,7$ kgsek/cm.

32 Somit: $\rho = 2 \rho_R = 47,5$ kgsek/cm.

Der Drehdämpfungswiderstand ρ_M , der die Dimension eines Moments hat, ist die Summe aller Produkte $\rho \cdot L^2$, wobei L der Abstand der Achse des Rades, an dessen Kurbel der Dämpfer angreift, von der Nickschwingungsachse ist. Im vorliegenden Fall liefert die Rechnung für:

Dämpfer an 2ter und 7ter Achse

33 $\rho_M = \sum (\rho \cdot L^2) = 2 \cdot 47,5 \cdot 140^2 = 18,6 \cdot 10^5$ cmkgsek

Somit ergibt sich:

34 $D_M = \frac{15}{\pi} \cdot \frac{\rho_M}{\theta \cdot n_M} = \frac{15}{3,14} \cdot \frac{18,6 \cdot 10^5}{16,1 \cdot 10^5 \cdot 31} = 0,178$

Dämpfer an 1ter und 8ter Achse

35 $\rho_M = \sum (\rho \cdot L^2) = 2 \cdot 47,5 \cdot 196^2 = 36,5 \cdot 10^5$ cmkgsek

36 $D_M = \frac{15}{\pi} \cdot \frac{\rho_M}{\theta \cdot n_M} = \frac{15}{3,14} \cdot \frac{36,5 \cdot 10^5}{16,1 \cdot 10^5 \cdot 31} = 0,350$

37 Hiervu kommt noch ein Zuschlag für die Lagerreibung der Schwingarme, der $D_A = \sim 0,05$ bis $0,1$ beträgt.

Wie man aus diesem Beispiel erkennt, ist die schwingungstechnische Berechnung so einfach gestaltet, daß sie leicht durchgeführt werden kann. Die Ermittlung der Federeinheitskraft je Rad aus den Abmessungen der Federn ist von Fall zu Fall den konstruktiven Einzelheiten anzupassen, bietet aber keine beson-

- 34 -

- 34 -

deren Schwierigkeiten. Näher kann hier auf diese Fragen nicht eingegangen werden.^{x)}

In dieser Weise wurden die schwingungstechnischen Eigenschaften zahlreicher Panzer berechnet. Soweit die erhaltenen Ergebnisse durch Versuche nachgeprüft werden konnten, ergab sich eine gute Übereinstimmung. In Bild 21 sind für 9 Panzerbauarten die wichtigsten Kennwerte zusammengestellt. Die Versuche zeigten übereinstimmend mit der Theorie, daß bei ausreichender Dämpfung die Federung umso besser ist, je niedriger die Nিকেigenschwingungszahl und je größer der Hub gemacht werden. Wesentlich ist auch der Nickwinkel, den der Wagenkasten zurücklegen kann, bis er auf den Anschlägen aufliegt. Dieser Wert ist aus der zweituntersten Zeile zu entnehmen. Ferner sei auf die in der 7ten Zeile eingetragene Wechselbeanspruchung für 100 mm Radhub hingewiesen, die einen gewissen Maßstab für die Dauerhaltbarkeit der Federn bildet.

Jedenfalls ist durch die geschaffene Berechnungsweise die Aufgabe gelöst, daß die Federungseigenschaften eines z.B. nur im Entwurf vorliegenden Fahrzeugs in einfacher Weise rechnerisch ermittelt und sicher beurteilt werden können, so daß der Entwurf der Federung auf eine sichere Grundlage gestellt ist.

III. Gesichtspunkte für die konstruktive Durchbildung der Federung.

Den vorstehenden Ausführungen wäre im Hinblick auf Einzelheiten noch sehr vieles hinzuzufügen. Es sei hier lediglich darauf hingewiesen, daß diese Probleme mathematisch und durch Versuch sehr gründlich untersucht worden sind. Teilweise liegen hierüber

x) Es sind Anleitungsblätter zur Berechnung der schwingungstechnischen Eigenschaften ausgearbeitet, die von Wa Prüf 6 demnächst allen in Betracht kommenden Stellen zugestellt werden. Die Hauptschwierigkeit bei ihrer Anwendung besteht darin, daß den meisten Ingenieuren Kenntnisse auf dem Gebiet der Schwingungstechnik fehlen. Um diese Schwierigkeit zu überwinden, wird ein Heft beigelegt, das in möglichst einfacher Darstellung die Grundlagen der Schwingungslehre enthält. Auch der Begriff der Dämpfung ist den meisten Ingenieuren nicht geläufig. Die Bedeutung des Dämpfungsmaßes D läßt sich am einfachsten zu einer konkreten Vorstellung verarbeiten wenn man sich einprägt, welche Form die Resonanzkurven bei den verschieden großen Dämpfungen haben (siehe z.B. Bild 11). Will man tiefer eindringen, so muß man sich eingehend mit der Schwingungstechnik beschäftigen.

- 35 -

- 35 -

auch bereits Berichte vor. Die grundsätzlichen Fragen der Panzerfederung und die dabei geltenden Naturgesetze sind also weitgehend geklärt. Es soll nunmehr noch versucht werden, die Hauptgesichtspunkte für die konstruktive Durchbildung der Federn herauszuarbeiten.

Bei den schwingungstechnischen Untersuchungen kam es im wesentlichen darauf an, die Federeinheitskraft (Federkonstante) je Rad und den Hub von der Gleichgewichtslage bis zum Anschlag zu kennen. Dabei brauchte die konstruktive Durchbildung der Federung nicht in Betracht gezogen werden. Von diesem Gesichtspunkt aus betrachtet sind die verschiedensten Federkonstruktionen gleichwertig, wenn sie dieselbe Federeinheitskraft und denselben Hub aufweisen.

Bei der konstruktiven Durcharbeitung werden außerdem im wesentlichen noch folgende Forderungen zu berücksichtigen sein.

1. Die Feder darf, auch dann wenn sehr oft der volle Hub ausgenutzt wird, keine bleibende Formänderung erfahren (sich nicht setzen).
2. Auf einer Fahrstrecke bis zu 10 000 km dürfen auch bei schlechtestem Gelände keine Dauerbrüche auftreten.
3. Es soll diejenige Federbauart gewählt werden, die bei Erfüllung der vorgeschriebenen Bedingungen den geringsten Raumbedarf und das geringste Gewicht erfordert.
4. Die Feder soll mit möglichst geringem Arbeitsaufwand herstellbar und das Herstellverfahren leicht zu überwachen sein.
5. Es muß eine rasche Auswechselbarkeit auch mit behelfsmäßigen Mitteln gewährleistet sein. Dies gilt besonders auch für den Fall, daß das Laufwerk durch Feindeinwirkung beschädigt wird.
6. Federung und Dämpfung müssen sich derart in die Gesamtkonstruktion einfügen, daß auch die Anforderungen, die an Motor, Getriebe, Kette, Panzer, Bewaffnung und Munition gestellt werden, erfüllt werden können. Besonders erschwerend ist, daß der Panzer in dem genau festliegenden Ladeprofil der Eisenbahn untergebracht werden muß, wodurch insbesondere bei schweren Panzern die Platzverhältnisse sehr beschränkt sind.

50X1-HUM

- 36 -

- 36 -

Es ist außerordentlich schwer diesen vielseitigen Forderungen auch nur einigermaßen gerecht zu werden. Stets werden in verschiedener Hinsicht Zugeständnisse gemacht werden müssen, wenn man überhaupt zu einer brauchbaren Lösung kommen will. Es ist daher verständlich, wenn immer wieder neue Vorschläge für die konstruktive Durchbildung der Panzerfederung auftauchen.

Die Punkte 1 bis 3 die zunächst erörtert werden sollen, lassen sich unter einem einheitlichen Leitgedanken betrachten. Er besteht darin, daß ein objektiver Maßstab zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit der wichtigsten Federbauarten gewonnen werden muß, mit Hilfe dessen es möglich ist, Federkonstruktionen, die aussichtslos erscheinen, von vornherein auszuschneiden.

Wie bereits in der allgemeinen Festigkeitslehre hergeleitet wird, ist die Gesamtformänderungsarbeit, die in einer Feder aufgespeichert werden kann, dem Rauminhalt V_p des arbeitenden (aktiven) Federwerkstoffs, sowie der zweiten Potenz der zulässigen Höchstbeanspruchung σ bzw. τ verhältnismäßig. Außerdem weisen die betreffenden Formeln noch einen Beiwert auf, der durch die Federbauart bedingt ist. Je größer dieser Faktor ist, umso besser ist die Ausnutzung des Werkstoffs. Man wird also von vornherein das Augenmerk auf diejenigen Federbauarten richten, die einen hohen Beiwert zeigen. In der Zahlentafel Bild 22 sind in der 4ten Spalte die Formeln für die Formänderungsarbeit von sieben verschiedenen Federbauarten zusammengestellt. Man erkennt, daß die Gummifeder mit 0,5 den höchsten Beiwert besitzt, dann folgen die Stabfeder und die Schraubenfeder mit 0,25..

Bei den weiteren Betrachtungen muß man sich vor allem darüber klar werden, in welcher Weise die in die Rechnung einzuführende Formänderungsarbeit definiert werden soll. Man könnte so vorgehen, daß diejenige Formänderungsarbeit zu Grunde gelegt wird, die von der Feder aufgenommen wird, wenn sie vom völlig entlasteten Zustand bis zum Anschlag gespannt wird. In diesem Fall wäre als zulässige Höchstspannung die statische Elastizitätsgrenze σ_E bei Biegebeanspruchung oder τ_E bei Verdrehbeanspruchung einzuführen. Eine derartige Berechnungsart würde jedoch lediglich den Gesichtspunkt erfassen, daß sich die Feder beim Größtausschlag nicht setzt. Die Frage der Dauerhaltbarkeit

- 37 -

- 37 -

bliebe unberücksichtigt. Man muß daher die bei der Berechnung zu Grunde zu legende Formänderungsarbeit in anderer Weise festlegen. Wie die Erfahrung gezeigt hat, gelangt man zu einem brauchbaren Vergleichswert, wenn man von der durch das Eigengewicht des Fahrzeugs gegebenen Gleichgewichtslage als Nulllage ausgeht und die Formänderungsarbeit bestimmt, die von der Feder zusätzlich aufgenommen werden muß, wenn sie von dieser Lage bis zum Anschlag gespannt wird.

Bei den weiteren Betrachtungen ist die Frage entscheidend, wie groß bei den verschiedenen Federbauarten die Zusatzspannung sein darf, die sich ergibt, wenn die Feder von der statischen Gleichgewichtslage bis zum Anschlag gespannt wird. Eingehende Untersuchungen haben zu folgendem Ergebnis geführt.

Der einzige Wert, der als sicherer Maßstab für die Dauerhaltbarkeit angesehen werden und in einfacher Weise ermittelt werden kann, ist die Dauerfestigkeit der betriebsfertigen Feder. Diese wird in bekannter Weise durch Aufnahme eines Wöhlerschaubilds bestimmt. Dabei genügt es als Grenzwert eine Lastspielzahl von 5 Millionen vorzusehen. Alle Federbauarten zeigen bei den Dauerversuchen sehr beträchtliche Streuungen. Demgemäß zeigt auch das Wöhlerschaubild ein meist recht breites Streugebiet. Als Kennwert ist stets die untere Grenze des Streugebiets in Betracht zu sehen.

Die Betriebsbeanspruchungen der Feder verlaufen nun nicht in Form von Schwingungen mit gleichbleibender Amplitude, wie auf der Dauerprüfmaschine, sondern unregelmäßig. Auf den Verlauf sind die Gestalt (Profilkurve) der Fahrbahnoberfläche, die Federungseigenschaften des Fahrzeugs, die Fahrgeschwindigkeit und nicht zuletzt die Person des Fahrers von Einfluß. Es handelt sich hier also um eine Frage, die nur nach den Methoden der Statistik gelöst werden kann. Durch eingehende statistische Untersuchungen sind nun in Kammersdorf für die verschiedensten Fahrzeuge Häufigkeitskurven aufgenommen worden, die ein klares Bild von dem Verlauf der Beanspruchungen auf der dort vorhandenen Waldrundstrecke geben. Ihre Auswertung zeigt, daß der statistische Mittelwert je nach Bauart und schwingungstechnischen Eigenschaften des Fahrzeugs zwischen ± 100 und ± 150 mm liegt.

- 38 -

- 38 -

Man kann nun mit ziemlicher Sicherheit annehmen, daß die Feder dann unbegrenzt hält, wenn ihre nach dem Wählerverfahren ermittelte Dauerfestigkeit (untere Streugrenze) größer ist, als die dem statistischen Mittelwert zugeordnete Wechselbeanspruchung. Es soll nicht behauptet werden, daß die Verhältnisse auf der Waldrundstrecke in Kummersdorf als Norm betrachtet werden können. Sicherlich werden sich in anderem Gelände auch andere Häufigkeitskurven und etwas andere statistische Mittelwerte ergeben. Die Erfahrung hat aber gezeigt, daß die Federn halten, wenn ihre Dauerfestigkeit größer ist als der einem Radausschlag von ± 100 mm zugeordnete Wert der Wechselbeanspruchung und daß häufig Brüche auftreten, wenn die Dauerfestigkeit kleiner ist als dieser Wert. Jedenfalls kommen wir zu einer brauchbaren Konstruktionsregel, wenn [der dem Radhub von der Gleichgewichtslage bis zum Anschlag zugeordnete Wert in ein bestimmtes Verhältnis zur Dauerfestigkeit] gesetzt wird. Der erhaltene Quotient wird sich von Fall zu Fall innerhalb gewisser Grenzen ändern. Wir werden ein brauchbares Ergebnis erhalten, wenn wir diesen Wert bei Panzern, die einen Hub zwischen 150 und 200 mm aufweisen, gleich 1,5 setzen. Ist der Quotient festgelegt, so kann auch die "dynamische Formänderungsarbeit" der Feder ermittelt werden.

Man kann der Ansicht sein, daß dieses Verfahren sehr summarisch sei. Das spielt keine Rolle. Wichtig ist, daß es einfach und übersichtlich ist und wie die praktische Erfahrung gezeigt hat, zu einem brauchbaren Ergebnis führt. Die hier aufgerollte Frage stellt, um bildlich zu sprechen, einen der vielen gordischen Knoten dar, die mit dem scharfen Schwert des Entschlusses durchschnitten und auf diese Weise gelöst werden müssen. Sonst kommen wir nicht weiter. Verbesserungen bleibt jede Möglichkeit offen.

Es ist vielfach darauf hingewiesen worden, daß es richtiger sei, nach einem besonderen Verfahren, das bereits in der Luftfahrt durchgeführt wird, die sogenannte "statische Dauerhaltbarkeit" zu ermitteln. Die eingehende Prüfung dieser Frage hat jedoch ergeben, daß die Durchführung entsprechender Versuche einen untragbaren Aufwand an Zeit und Arbeitskraft erfordern würde. Dabei wäre noch fraglich, ob in Anbetracht der großen

- 39 -

- 39 -

Streuungen, die schon die Auswertung des Wählerschaubilds erschweren, Aufschlüsse erhalten werden können, die eine klare Beurteilung der Sachlage ermöglichen. Derartige Versuche können daher zum mindesten vorläufig nicht in Betracht gezogen werden.

Es wird ferner darauf hingewiesen, daß eine wesentlich leichtere Konstruktion der Federn gewonnen werden könne, wenn man nicht die Dauerfestigkeit sondern eine Zeitfestigkeit zu Grunde lege. Man denkt z.B. daran, die Federn so zu bemessen, daß sie nach einer Geländefahrt von 1 000 km ausgewechselt werden müssen, da von da ab häufige Dauerbrüche auftreten werden. Dieses Verfahren mag bei Einzelfahrzeugen vertretbar sein. Beim Masseneinsatz von Panzern würde es zu untragbaren Schwierigkeiten im Nachschub und bei der Wiederinstandsetzung führen. Außerdem würden die Ersparnisse an Federgewicht nur gering sein und in keinem Verhältnis zu den zusätzlichen Schwierigkeiten stehen, die dadurch bedingt sind. Derartige Bestrebungen müssen daher als unsweckmäßig bezeichnet werden.

Bei Entwicklung des Panther wurde von der Panzerkommission ausdrücklich die Bedingung gestellt, daß die Dauerhaltbarkeit der Federn für eine Fahrstrecke von 10 000 km gewährleistet werden müsse, eine Forderung, die auch stets von Wa Prüf 6 vertreten wurde. Dieser Standpunkt dürfte auch in Zukunft den Forderungen der deutschen Truppenführung am besten gerecht werden.

Die einzige feste Grundlage für die Gewinnung eines objektiven Vergleichsmaßstabes für die verschiedenen Federbauarten, über die wir zur Zeit verfügen, ist daher die aus dem Wählerschaubild entnommene, der unteren Streugrenze entsprechende Dauerhaltbarkeit. Die entsprechenden Werte sind in Bild 22 Spalte 3 eingetragen. Spalte 5 zeigt die Formeln zur Ermittlung des entsprechenden aktiven Federgewichts, das als Vielfaches des Produkts $c_R \cdot f_h^2$ erscheint (c_R = Federeinheitskraft je Rad, f_h = Hub von der Gleichgewichtslage bis zum Anschlag). Die Spalten 6 und 7 zeigen Vergleichswerte für das aktive Federgewicht und das

x) Die Ableitung dieser Formeln ist im Anhang gegeben, so daß sich der Leser leicht selbst von der Richtigkeit dieser Unterlagen überzeugen kann.

- 40 -

- 40 -

von diesem eingenommene Volumen, bezogen auf die entsprechenden bei der Drehstabfeder erforderlichen Werte.

Man kann einwenden, daß es ein schiefes Bild gäbe, wenn man nur das aktive Federgewicht der verschiedenen Federbauarten in Rechnung stellt, also die Einspannteile und die übrige Konstruktion nicht in den Vergleich einbezieht. Die konsequente Verfolgung dieses Einwandes würde dazu führen, daß man die Gewichte der vollständigen Laufwerke zweier Panzer in Vergleich stellt. Auf dieser Grundlage kommt man aber zu keinem klaren Überblick, sondern trübt das Gesamtbild. Denn wir wollen ja zunächst einmal Klarheit darüber gewinnen, welche Federbauart die beste Ausnutzung des Werkstoffes ermöglicht. Der beste Maßstab hierfür ist aber der Vergleich der aktiven Federgewichte. Die übrigen Gesichtspunkte werden zweckmäßig bei Betrachtung des Gesamtaufbaus erörtert.

Im einzelnen ist zu der in Bild 22 gegebenen Aufstellung noch folgendes zu bemerken:

Die bei der Stabfeder angegebene Drehschwingungsfestigkeit von $\tau_A = \pm 20 \text{ kg/mm}$ stellt die untere Streugrenze dar, die bei Dauerversuchen mit Federn von 50 bis 60 mm Schaftdurchmesser gefunden wurde. Noch vor etwa einem Jahr lag diese Streugrenze bei etwa $\pm 28 \text{ kg/mm}^2$. Inzwischen hat sich die Werkstoffbeschaffenheit erheblich verschlechtert. Es ist auch trotz aller Bemühungen bisher nicht gelungen, diesem Übelstand wirksam zu begegnen, doch wird an dieser Aufgabe mit allem Nachdruck weitergearbeitet. Trotzdem gewährleistet, wie die Zahlentafel zeigt, die Stabfeder auch heute noch die beste Werkstoffausnutzung. Sie ist nicht zuletzt dadurch ermöglicht, daß durch Oberflächendrücken oder Funken der Oberfläche mit Stahlkies eine Erhöhung der Dauerhaltbarkeit auf nahezu den doppelten Betrag der bei nur geschliffener Schaftoberfläche vorliegenden Drehschwingungsfestigkeit gelungen ist. Ergänzend sei bemerkt, daß die Drehelastizitätsgrenze der Drehstabfedern bei $\tau_B = 70 \text{ kg/mm}^2$ liegt und daß demgemäß die Gesamtbeanspruchung diesen Wert nicht überschreiten darf, wenn die Schwingarme auf den Anschlägen anliegen.

- 41 -

- 41 -

Die Drehstabfeder hat den Nachteil, daß sich unter Berücksichtigung der angegebenen Festigkeitswerte schon bei einem Hub von 200 mm eine Schaftlänge ergibt, die größer ist als die Breite der Panzerwanne. Es sind zahlreiche Möglichkeiten durchgearbeitet worden, die darauf hinauslaufen, diesen Nachteil dadurch zu beheben, daß mehrere Stabfedern hintereinander oder parallel geschaltet werden. Von all diesen Möglichkeiten führte jedoch nur die beim Panther vorgesehene Konstruktion der sogenannten "Gabelfeder" zu einem brauchbaren Ergebnis. Diese Konstruktion war zunächst insofern ein Wagnis, als hierbei der Federstab nicht nur auf Verdrehung, sondern auch in ziemlich hohem Maß auf Biegung beansprucht wird. Nachdem jedoch Dauerversuche gezeigt hatten, daß diese zusammengesetzte Beanspruchung überraschend gut ertragen wird, konnte die Einführung in die Großserie vorgenommen werden. Im Betrieb haben sich auch bisher keine Beanstandungen ergeben. Die wenigen Stabfederbrüche, die bisher aufgetreten sind, müssen ausnahmslos auf Längs- und Querrisse, also schwere Materialfehler zurückgeführt werden, die bei der Kontrolle unbeachtet geblieben sind. Da der Einbau der Gabelfeder mit gewissen Unbequemlichkeiten für die Werkstatt verbunden ist, besteht der Wunsch, eine einfachere Konstruktion zu finden. Die Lösung dieser Aufgabe ist bisher nicht gelungen. Es hat keinen Zweck dabei Vorschläge in Erwägung zu ziehen, die einen wesentlich geringeren Hub gestatten. Denn die Schwierigkeit besteht gerade darin, eine dauerhaltbare Feder zu erhalten, die einen Hub von wenigstens 200 mm ermöglicht. Bei Verwendung einer Einfachstabfeder geht der ertragbare Hub auf etwa 130 mm zurück. Außerdem ergibt sich dann eine wesentlich höhere Eigenschwingungszahl des Fahrzeugs. Beide Eigenschaften bedeuten jedoch gegenüber dem beim Panther erreichten Stand einen derart schwerwiegenden Rückschritt, daß eine entsprechende Maßnahme nicht in Betracht kommen kann.

Die Schraubenfeder kann gewissermaßen dadurch entstanden gedacht werden, daß die Stabfeder zu einer Spirale aufgewickelt ist. Man kann auf diese Weise auf wesentlich geringerer Länge das erforderliche Federvolumen unterbringen. Der Gesamtplatzbedarf wird aber nicht geringer, als bei der Stabfeder, sondern bei

- 42 -

- 42 -

berücksichtigung aller Umstände wesentlich größer. Zunächst ist zu beachten, daß bei der Stabfeder auf dem ganzen Umfang gleich große Beanspruchungen herrschen. Bei der Schraubenfeder sind die Spannungen auf der Innenseite der Windungen meist um etwa 30 % höher als die durchschnittliche Beanspruchung. Schon hierdurch entsteht ein wesentlicher Nachteil. Außerdem ist es aber auch nicht möglich, den Werkstoff einer gleich günstigen Oberflächenbearbeitung zu unterziehen, wie bei der Stabfeder. Das Drücken der Oberfläche ist nicht durchführbar. Beim Stahlkiesfunken können nicht alle Teile der Oberfläche gleichmäßig erreicht werden. Diese Umstände führen dazu, daß bezogen auf die höchstbeanspruchte Innenfaser im allergünstigsten Fall ein Spannungsausschlag der Dauerfestigkeit von $\tau_A = \pm 15 \text{ kg/mm}^2$ erreicht wird. Bei Massenherstellung wird man damit rechnen müssen, daß dieser Wert bis auf etwa $\pm 12 \text{ kg/mm}^2$ zurückgeht. Aber bereits unter günstigen Annahmen wird das für eine Schraubenfederung gleicher Leistung erforderliche Gewicht 3 mal so groß wie bei der Stabfeder. Bisher sind Dauerversuche mit Schraubenfedern entsprechender Abmessungen noch nicht in größerem Umfang durchgeführt worden. Würde man sich dazu entschließen, diese Versuche vorzunehmen, so wird das Ergebnis voraussichtlich sehr zu Ungunsten der Schraubenfeder ausfallen. Es kann daher nach dem derzeitigen Stand unserer Versuchserfahrungen nicht als aussichtsreich bezeichnet werden, Bestrebungen darauf zu richten, daß die Stabfeder durch Schraubenfedern ersetzt wird.

Eine weitere Möglichkeit, die wiederholt in Betracht gezogen wurde, besteht darin, anstelle der Stabfeder Schraubenfedern zu verwenden, die um ihre Längsachse verdreht werden, wobei der Werkstoff eine Biegebeanspruchung erfährt. Dauerversuche, die mit solchen Federn durchgeführt worden sind, zeigen, daß im günstigsten Fall ein Spannungsausschlag der Dauerbiegebeanspruchung von $\sigma_A = \pm 15 \text{ kg/mm}^2$ aufgenommen werden kann. Auch in diesem Fall ist eine wirksame Oberflächenbehandlung durch Stahlkiesfunken nicht möglich. Der Vergleich zeigt, daß bei dieser Feder im günstigsten Fall ein 6,7 mal so großes Gewicht erforderlich ist wie bei der Stabfeder. Berücksichtigt man die

- 43 -

- 43 -

durch die heutige Werkstoffbeschaffenheit bedingten Streuungen, so wird wahrscheinlich sogar das 10-fache Gewicht in Betracht kommen. Hierzu kommt, daß der Raumbedarf für diese Federungsart wesentlich größer ist, als bei der Stabfeder, wie einige durchgearbeitete Konstruktionsbeispiele gezeigt haben. Man wird also auch diese Lösung nur ausnahmsweise in Erwägung ziehen können.

Ihrer einfachen Herstellung wegen ist in der Praxis die geschichtete Blattfeder besonders beliebt. Sie wird deshalb immer wieder als Ersatz für die Drehstabfeder vorgeschlagen. Als besonderer Vorzug wird betont, daß es möglich ist, die Blattfeder mit behelfsmäßigen Mitteln, z.B. in einer Feldschmiede und unter Benutzung von Blättern, die beschädigten Federn entnommen werden, wieder in Stand zu setzen, was bei anderen Federbauarten natürlich nicht möglich ist. Die wenigen bisher vorliegenden Dauerversuche mit betriebsfertigen geschichteten Blattfedern haben gezeigt, daß der Spannungsausgleich der Dauerfestigkeit bei $\sigma_A = \pm 10 \text{ kg/mm}^2$ liegt. In Bild 22 wurde $\sigma_A = 12 \text{ kg/mm}^2$ eingesetzt, um der Blattfeder sozusagen die äußerste Chance zu geben, die nach den bisher vorliegenden Erkenntnissen überhaupt möglich erscheint. Es zeigt sich, daß auch unter diesen Bedingungen das aktive Gewicht der Blattfeder 15,6 mal so groß ist wie das der für die gleichen Bedingungen erforderliche Gewicht einer Drehstabfeder. Die konstruktive Durcharbeitung zeigt, daß man dabei, falls ein Hub von 200 mm verlangt wird, zu Abmessungen kommt, die sich nicht unterbringen lassen. Die Blattfeder scheidet somit für ein Fahrzeug, das den schwingungstechnischen Anforderungen entsprechend mit großem Hub abgefedert ist, vorläufig wenigstens aus. Eine Änderung dieses Mißverhältnisses könnte nur erreicht werden, wenn es gelänge Blattfedern zu entwickeln, die eine Dauerhaltbarkeit von mehr als $\sigma_A = \pm 35 \text{ kg/mm}^2$ im betriebsfertigen Zustand aufweisen.

Es ist zweifellos richtig, daß in den letzten Jahren sehr viel Arbeit in die Entwicklung der Stabfedern gesteckt wurde, während für die Weiterentwicklung der Blattfeder so gut wie nichts geschehen ist. Es sind jedoch jetzt entsprechende Versuche in Angriff genommen, die in absehbarer Zeit zu greifbaren Ergebnissen führen werden. Doch muß darauf hingewiesen werden, daß die Dauerbiegefestigkeit der geschliffenen Federblätter bei

- 44 -

- 44 -

bei etwa $\sigma_A = \pm 40 \text{ kg/mm}^2$ liegt. Hier wird also die obere Grenze des Erreichbaren zu suchen sein.

Die ärgsten Feinde der Dauerfestigkeit bei Blattfedern sind Rost und Scheuerstellen der aufeinanderliegenden Blätter. Mit der Bekämpfung dieser Schäden muß daher die Weiterentwicklung einsetzen.

Es erscheint z.B. erfolgversprechend als Schutz gegen die Scheuerstellen Zwischenlagen aus Kunstharzpreßstoff zu verwenden. Zwischenlagen aus Metall (z.B. Messing oder Hydronalium) haben sich nach den bisher vorliegenden Erfahrungen nicht bewährt. Als Rostschutz dürfte Bondern, der vorher durch Stahlkiesfunken von der Wals- und Oxydhaut befreiten und oberflächenverfestigten Blätter zu empfehlen sein.

50X1-HUM

Somit ist es möglich, Maßnahmen ausfindig zu machen, die eine wesentliche Erhöhung der Dauerfestigkeit der geschichteten Blattfedern bewirken. Dabei wird aber voraussichtlich die Einfachheit und Anspruchslosigkeit dieser Federbauart, die bisher als ihr wichtigster Vorteil hervorgehoben wurde, verloren gehen.

Nachdem bei den amerikanischen Panzern, z.B. dem "Sherman" Kegelstumpffedern verwendet worden sind, tauchten auch in Deutschland Bestrebungen auf, diese Federungsart als besonders günstig in Betracht zu ziehen. Es handelt sich hier jedoch um einen Trugschluß.

50X1-HUM

laufenden Versuchen zur Ermittlung der Dauerhaltbarkeit von Kegelstumpffedern ist bestenfalls ein Spannungsausschlag von $\tau_A = \pm 8$ bis 10 km/mm^2 zu erwarten. Bei Kegelstumpffedern, die einen Gesamthub von rd. 150 mm besitzen, stellte sich der Dauerbruch ein:

bei ± 50 mm Hub nach rd.	20 000 Lastspielen,
" ± 30 " " " "	100 000 " "
" ± 20 " " " "	450 000 " "
" ± 15 " " " "	900 000 " "

Erst bei ± 12 mm Hub konnte nach 5 Millionen Lastspielen kein Dauerbruch mehr erzielt werden. Es wurden auch 2 Federn des

- 45 -

- 45 -

"Sherman" geprüft. Sie zeigten im wesentlichen das gleiche Verhalten wie die Kegelstumpffedern deutscher Herkunft.

Geht man von dem so festgestellten Sachverhalt aus, der noch durch Prüfung weiterer Federn seine Ergänzung erfahren wird, so kommt man zu dem Ergebnis, daß das aktive Federgewicht der Kegelstumpffedern wenigstens 10 mal so groß sein muß wie das von Drehstabfedern gleicher Leistungsfähigkeit.

Dieses Ergebnis ist auch verständlich. Die Kegels tumpffeder ist ja schließlich auch eine Schraubenfeder. Sie hat zunächst grundsätzlich den Nachteil, daß wegen des rechteckigen Federblatt-Querschnitts die Werkstoffausnutzung wesentlich ungünstiger ist, als bei der zylindrischen Schraubenfeder mit kreisrundem Querschnitt. Außerdem ist zu beachten, daß die Oberfläche des Federblatts roh bleibt, so daß die Dauerfestigkeit durch die beim Härten entstehende Oxydhaut und durch zahlreiche Fehlstellen herabgesetzt wird. Eine Oberflächenbehandlung z.B. durch Stahlkiesfunken ist wegen Unzugänglichkeit der Windungen nicht möglich.

Es wurde nun darauf hingewiesen, daß bei Verwendung von Kegelstumpffedern eine so bequeme Auswechsellmöglichkeit gegeben sei, daß man in diesem Fall eine wesentlich höhere Beanspruchung zulassen könne, da es ein Leichtes sei die Feder nach verhältnismäßig kurzer Fahrstrecke, von z.B. 500 km zu ersetzen. Dieser Standpunkt mag, solange es sich um den Einsatz einzelner Fahrzeuge handelt, tragbar sein, bei masseneinsatz von Panzern wird er jedoch unüberwindbare Nachschubschwierigkeiten mit sich bringen. Es ist auch verfehlt etwa die Federung des "Sherman" und des Panther miteinander in Vergleich stellen zu wollen mit dem Hinweis, daß der Amerikaner mit wesentlich geringeren Federgewichten auskomme. Denn beim "Sherman" liegt nur ein Hub von 70 mm vor, während der Panther einen Hub von 180 bis 200 mm aufweist. Unter sonst gleichen Verhältnissen könnte also der Sherman infolge seines bedeutend kleineren Hubs mit nur 1/6 des Federgewichtsauskommen wie der Panther. Außerdem zeigen die Vergleichsversuche zur Genüge, daß die Sherman-Federung technisch weit schlechter ist als die Federung des Panther. Ein abschließendes Urteil über die Kegelstumpffedern kann allerdings z.Zt. noch nicht gegeben werden.

- 46 -

- 46 -

Zwei Federungsarten, die bisher noch nicht ernstlich in Erwägung gezogen wurden, sind die Tellerfedern und die Gummifedern. Über die Tellerfedern liegen erst einige Stichproben von Dauer-
 versuchen vor. Danach kann eine Dauerfestigkeit von etwa
 $\sigma_A = \pm 30 \text{ kg/mm}^2$ erwartet werden. In diesem Falle würde das
 Federgewicht etwa 6 mal so groß werden wie bei der Stabfeder.
 Die Tellerfeder würde dann der Kegelstumpffeder nichts voraus
 haben. Es ist aber auch möglich, daß es gelingt, noch höhere
 Festigkeitswerte bis zu $\sigma_A = \pm 40$ bis 45 kg/mm^2 herauszuholen,
 wenn die Oberfläche der Tellerfedern geschliffen oder durch
 Stahlkiesfunken verdichtet wird, was in bequemer Weise möglich
 ist. Der Erfolg dieser Entwicklung, die mit Nachdruck betrieben
 wird, bleibt abzuwarten. Jedenfalls bietet die Tellerfeder noch
 Entwicklungsmöglichkeiten, die zu einem Erfolg führen könnten.
 Bestechend ist die günstige Raumnutzung, die mit dieser Bau-
 art erzielt werden kann; nachteilig der Umstand, daß die Teller-
 federn bei Anordnung außerhalb der Panzerwanne in Gehäusen un-
 tergebracht werden müssen, die sie sicher vor Schmutz schützen.

Ein Versuchsfahrzeug an dem die Tellerfeder im Fahrbetrieb er-
 probt wird, ist von Wa Prüf 6 bereits in Auftrag gegeben. Die
Gummifeder, die wie aus der in bild 22 gegebenen Skizze zu ent-
 nehmen, nach Art einer Zug-Druckfeder aufgebaut ist, wobei je-
 doch der Gummi auf Schub beansprucht wird, kann nach den
 durchgeführten Dauerversuchen
 eine Schubdauerfestigkeit von $r_A = \pm 2,5 \text{ kg/mm}^2$ ertragen. Infolge
 des niedrigen Gleitmoduls von Gummi kommt man bei dieser Fede-
 rungsart auf ein aktives Gewicht, das nur halb so groß ist wie
 das einer Stabfeder gleicher Leistung. Das erforderliche Werk-
 stoffvolumen ist jedoch etwa 4 mal so groß wie bei der Stabfeder.
 Trotzdem würde es aussichtsreich erscheinen, die Gummi- oder
 Bunaeder ernstlich in Erwägung zu ziehen, wenn die erforder-
 lichen Werkstoffmengen verfügbar wären. Da dies jedoch nicht der
 Fall ist, kann eine diesbezügliche Entwicklung z.Zt. nicht in
 Betracht gezogen werden.

Zusammenfassend ist also festzustellen, daß die Drehstabfeder
 z.Zt. die beste Werkstoffausnutzung ermöglicht. Was den Preis
 bzw. die Arbeitsstundenzahl anbetrifft, die zur Herstellung der

- 47 -

- 47 -

Stabfedern erforderlich sind, so kann festgestellt werden, daß er, bezogen auf das Gewicht, im Durchschnitt etwa 3 mal so hoch ist wie bei Blattfedern oder Kegelstumpffedern. Da aber bei den letztgenannten Federungsarten ein weit höheres Gewicht erforderlich wird um die gleiche Leistungsfähigkeit zu erzielen, so erfordert bei objektiver Beurteilung die Stabfeder im ganzen gesehen die geringeren Herstellungskosten und Arbeitsstunden.

Es mag überraschen, daß die auf objektiver Grundlage durchgeführte Bilanz des aktiven Federgewichts so sehr zu Gunsten der Stabfeder spricht. Sie zeigt aber eindringlich, daß die Tatsachen, sofern sich nicht bei den Tellerfedern noch überraschende Ergebnisse herausstellen, eindeutig auf die Weiterentwicklung der Stabfeder hinweisen. Die bisher noch vorhandenen Nachteile, die in erster Linie in einer erschwerten Montage und Auswechselbarkeit liegen, müssen durch konstruktive und werkstatentechnische Maßnahmen überwunden werden. Es wäre sehr dankenswert, wenn Konstrukteure und Fertigungsingenieure ihr ganzes Können in den Dienst dieser Aufgabe stellen würden. Nach den gegebenen Darlegungen kann von einer anderen Federbauart wohl kaum eine günstigere Lösung erwartet werden.

Zur Beurteilung der weiteren an die Ausbildung der Federung gestellten Forderungen, müssen die konstruktiven Einzelheiten des Laufwerks untersucht werden. Zu diesem Zweck seien einige charakteristische Ausführungen besprochen. Bild 23 zeigt an einem Zeichnungsausschnitt Federung und Laufwerk des Panther im Grundriß. Die Schachtelung der Laufräder bringt den Vorteil mit sich, daß größtmögliche Laufraddurchmesser verwendet werden können. Nur hierdurch gelingt es bei Gummibereifung die Flächenpressung soweit herabzusetzen, daß hohe Geschwindigkeiten ohne Zerstörung des Gummis ertragen werden. Mit kleineren Laufraddurchmessern kann man nur bei Verwendung von gummigefederten Stahlbandagen auskommen. Dann kann man die Laufraddurchmesser so klein machen, oder die Laufraddrücke unter Verringerung der Anzahl der Laufräder soweit heraufsetzen, daß eine Schachtelung vermieden wird. Dies geht aber wieder auf Kosten der Lebensdauer der Gleiskette.

Die Schachtelung der Laufräder hat den Nachteil, daß bei Auswechslung eines Schwingarms oder eines Stabfedersatzes mindestens

- 48 -

- 48 -

3 Laufrollen abgenommen werden müssen. Dieser Nachteil läßt sich dadurch wesentlich mildern, daß die Montage und Demontage der Laufräder durch entsprechende konstruktive Maßnahmen vereinfacht und beschleunigt wird. Jedenfalls ist es aber nicht gerechtfertigt, die Nachteile des Schachtellaufwerks der Stabfeder zur Last zu legen.

Von der Fertigungsseite werden der Stabfeder im wesentlichen folgende Punkte zum Vorwurf gemacht:

- a) Es werden eine große Anzahl von Bohrungen in der Panzerwanne erforderlich. Dieser Nachteil wird sich auch in Zukunft nicht beheben lassen. Jedoch läßt sich durch geschickte konstruktive Durchbildung die Anzahl der Bohrungen noch wesentlich verringern. Im übrigen steht diesem Nachteil der nicht zu unterschätzende Vorteil gegenüber, daß die Federn unter Panzerschutz liegen und gegen Verschmutzung und Beschädigung geschützt sind,
- b) die Anordnung der Stabfedern erfordere eine Vergrößerung der Bauhöhe um 15 bis 20 cm. Dieser Einwand ist fast durchweg nicht gerechtfertigt, da die Bauhöhe des Wagenkastens durch die Sitzhöhe des Fahrers bestimmt ist und auch bei Anordnung von Stabfedern nicht vergrößert zu werden braucht,
- c) die Herstellung und Bearbeitung der Schwingarme bilde einen Engpaß. Die wesentlichsten hier vorliegenden Nachteile sind bereits dadurch behoben, daß die Schwingarme aus mehreren zum Teil rohrförmigen Teilen durch elektrische Stumpfschweißung zusammengesetzt werden können,
- d) da die Federn den Boden der Panzerwanne wie ein Rost bedecken, ist das Anbringen von Bodenklappen nicht möglich,
- e) die Auswechslung der Federn sei mühsam und langwierig.

Diesen Einwänden ist vor allem entgegenzuhalten, daß es bisher mit keiner anderen Federbauart gelungen ist, gleich günstige Federungseigenschaften zu erzielen. Wer anderer Ansicht ist, möge eine Konstruktion vorlegen, die einen Hub von 20 cm und eine Nickenfrequenz von rd. 30/min aufweist, wobei gleichzeitig die Dauerhaltbarkeit der Federn für eine Geländefahrtstrecke von 10 000 km zu gewährleisten ist.

- 49 -

- 49 -

Bild 24 zeigt schematisch die Anordnung von innerhalb der Wanne liegenden Schraubenfedern beim T 34. Die Schwingarme greifen dabei mit Ansätzen durch offene Schlitze in die Panzerwanne. Diese Anordnung muß als wenig glücklich bezeichnet werden. Obwohl lange nicht eine so niedrige Eigenschwingungszahl erreicht wird, wie beim Panther, ($n_N = 64/\text{min}$, siehe Bild 21) nehmen die Federn mindestens ebensoviel Platz ein wie die Stabfedern beim Panther. Auch ist die Auswechslung nicht einfach. Die Schachtelung des Laufwerks ist bei diesem Fahrzeug vermieden.

In Bild 25 ist die Federanordnung des Mark VI gezeigt. Sie liegt außerhalb der Wanne unter Blechschutz. Die Schraubenfedern sind in Rohren angeordnet, die am oberen Ende an der Wanne angelenkt sind und an deren unterem Ende die Zugstange herausgeführt ist, die an dem Laufradhebel angreift. Parallel zu den Federn sind am ersten und letzten Schwingarm die Dämpfer angeordnet. Die Räder sind nicht geschachtelt. Da die Federn hinter der Kette liegen, ist diese Anordnung nur bei schmaler Kette und bei niedrigem Fahrzeuggewicht möglich. Es besteht bei breiter Kette noch die Möglichkeit, diese über Laufrollen hochzuführen und die Federn unter der Kette anzuordnen. Eine derartige Anordnung, bei der Tellerfedern verwendet werden, wird z.Zt. durchgearbeitet. Nachteilig ist in diesem Fall, daß die Federn der Feindeinwirkung direkt ausgesetzt sind. Auch der Verschleiß der durch verschmutzung gefährdeten Gelenkpunkte dürfte zu Schwierigkeiten führen.

Eine in der montage besonders günstige Anordnung bildet die Verwendung von je 2 Rollen in Ausgleichsanordnung, die in einem gemeinsamen Bock gelagert sind. Dieser wird außen mit einer winkelförmigen Befestigung an die Wanne geschraubt und enthält auch die Federung. Ein typischer Vertreter dieser Anordnung ist der "General Sherman", den Bild 26 in Ansicht zeigt, während Bild 27 die Einzelheiten des Rollenblocks erkennen läßt. Die beiden Kegelstumpffedern wirken auf einen im Bock geführten Kreuzkopf, in dem ein doppelarmiger Schwinghebel drehbar gelagert ist. Er ist an seinen Enden mit verschleißstücken ausgerüstet und greift auf entsprechend armierte Gleitflächen an den Armen der Rollenlagerung. Durch die Relativbewegung zwischen dem Hebel und den Armen entsteht Reibung, die eine Abbremsung der Schwingungsenergie bewirkt. Die Federn dürften bei Fahrt

- 50 -

- 50 -

in rauhem Gelände nur etwa 1000 bis 1500 km Fahrstrecke aus-
halten. Die Anordnung der kleinen Laufraddurchmesser ist nur
durch Verwendung sehr breiter Gummirollen, die auf einer gummi-
überzogenen Kette laufen, möglich. Die Federungseigenschaften
entsprechen nicht den Anforderungen, die wir heute stellen
müssen. Nachteilig ist vor allem der kleine Hub, der nur 70 mm
beträgt. Infolge des sehr kleinen Nickwinkelausschlags von nur
 $\sim 2,6^\circ$ schlägt der Wagen bei jeder größeren Unebenheit auf.

Bild 28 zeigt schließlich den mit Blattfedern ausgerüsteten
Rollenwagen von Panzer IV. Es ist eine bisher noch nicht ge-
löste Streitfrage, ob die Anordnung von Rollenwagen wesentliche
Vorteile gegenüber der Einzelradabfederung bietet. Im vorlie-
genden Fall ist die Abfederung sehr hart. Die Nickelgeschwin-
gungszahl beträgt rd. 110/min. Der Hub nur 50 mm. Es wird z.Zt.
eine wesentlich weichere Blattfeder eingebaut.

Alkett hat die Abfederung durch Kegelstumpffedern gelöst. Aller-
dings gelang es auch hierbei nicht eine Vergrößerung des Hubs
zu erzielen.

Eine weitere Ausbildung des Rollenwagens wurde von Porsche aus-
geführt. Diese Anordnung, die Stabfedern verwendet, dürfte zur
Genüge bekannt sein. Aber auch hier ergab sich eine harte
Federung und kleiner Hub.

Wir stehen noch keineswegs am Ende der Entwicklung. Als Richt-
linie für weitere Konstruktionen sollte aber die Bedingung ge-
stellt werden, daß ein Hub von wenigstens 200 besser 250 mm und
eine Nickelgeschwindigkeit von 30 bis höchstens 35/min er-
reicht werden muß und daß die Federn für 10 000 km dauerbruchsicher
sind. Wir brauchen diese Eigenschaften in Zukunft als
mindestforderung. Selbstverständlich wird dabei diejenige
Lösung am willkommensten sein, die den geringsten Fertigungs-
aufwand und die einfachste Reparatur ermöglicht.

Gelingt es z.B. die so gestellten Bedingungen durch Anordnung
von Böcken mit Rollenwagen zu erfüllen, so wäre damit ein we-
sentlicher Fortschritt erreicht. Eine entsprechende Lösung liegt
aber bisher noch nicht vor.

- 51 -

- 51 -

Zusammenfassung:

Die für die Federung eines Panzers entscheidenden Größen sind:

- 1) der Hub von der Gleichgewichtslage bis zum Anschlag,
- 2) die Nickeigenschwingungszahl,
- 3) die Nickschwingungsdämpfung.

Wird verlangt, daß der Panzer auch in schlechtestem Gelände hohe Fahrgeschwindigkeiten von 30 bis 40 km/h entwickelt, so muß von der Federung ein Hub bis zu 40 cm, eine Nickeigenschwingungszahl von rd. 30/min und eine Nickschwingungsdämpfung von rd. 50 % verlangt werden. Ein Versuchsfahrzeug, das diese Forderungen verwirklicht, ist in Vorbereitung.

Der Panther weist bisher als einziges Fahrzeug eine Federung auf, die bewirkt, daß die Nickschwingungen des Wagenkastens kleiner werden als die dem Fahrzeug durch die Fahrbahn aufgezwungenen Neigungswinkel und zwar umso mehr, je höher die Fahrgeschwindigkeit ist. Bei allen anderen bisher untersuchten Panzern ergab sich mit wachsender Geschwindigkeit eine Vergrößerung der Nickschwingungsausschläge. In Zukunft wird man von einem Panzer, dessen Federung als gut bezeichnet werden soll, diese beim Panther vorliegende Eigenschaft verlangen müssen.

Es ist eine Entschlußfrage, ob man sich mit dem beim Panther vorgesehenen Hub von rd. 20 cm, der das Überfahren von Geländewellen bis zu 15 cm Höhe mit beliebiger Geschwindigkeit bis zu der durch die Motorleistung bedingten Höchstgeschwindigkeit gestattet, begnügen will, oder ob noch größere Hübe gefordert werden sollen. In diesem Fall muß der für die Federung erforderliche Mehrbedarf an Platz zur Verfügung gestellt werden.

Ein einwandfreies Urteil über die Federungseigenschaften kann durch Überfahren von Hindernisbahnen mit Einzel- und Doppelhindernissen oder von sogenannten "Resonanzwellenbahnen" mit 10 bis 20 gleichen sinusförmigen Wellen gewonnen werden. Bei diesen Versuchen sind die Nickwinkelausschläge und die Beschleunigung am Fahrersitz und Richtsitz zu messen. Vorschläge für entsprechende Prüfvorschriften sind in Vorbereitung.

Ferner sind Berechnungsunterlagen ausgearbeitet, mit Hilfe deren die schwingungstechnischen Eigenschaften und die Beanspruchungs-

- 52 -

- 52 -

verhältnisse in der Federung bei einem beliebigen Panzer kurzfristig ermittelt werden können. Es ist somit auch möglich, die Federungseigenschaften eines nur im Entwurf vorliegenden Fahrzeugs zu ermitteln und sicher zu beurteilen.

Eine Untersuchung der Frage, welche Federbauart bei gegebenen Bedingungen den geringsten Gewichtsaufwand erfordert, zeigt eindeutig, daß hinsichtlich des aktiven Federgewichts die Drehstabfeder allen anderen Federbauarten weit überlegen ist, wenn man die Forderung stellt, daß während einer Fahrstrecke von 10 000 km keine Dauerbrüche auftreten dürfen. Eine weitere Verbesserung dieser Federbauart hinsichtlich leichter montage und Auswechselbarkeit muß eines der nächsten Ziele sein. Es besteht z.Zt. noch keine Aussicht, daß die heute zu stellenden hohen Anforderungen durch eine andere Federbauart erfüllt werden. Jedoch wird auch an der Verbesserung der anderen Federbauarten mit Nachdruck gearbeitet.

A 1

A n h a n gBerechnung des aktiven Federgewichts für 7 Federbauarten.A) Die in der Feder elastisch aufgespeicherte Formänderungsarbeit.

Wird eine Feder beliebiger Bauart belastet und trägt man die belastende Kraft P bzw. die ihr gleiche Rückstellkraft der Feder in Abhängigkeit von dem Weg s des Kraftangriffspunktes auf, so ergibt sich ein Schaubild ähnlich Bild A 1. Die erhaltene Kennlinie wird in der Regel geradlinig verlaufen. Der Winkel α , den sie mit der s -Achse bildet, gibt ein Maß für die Federeinheitskraft oder Federkonstante c_F . Es ist:

$$c_F = \frac{P}{s} = \operatorname{tg} \alpha \text{ kg/cm.}$$

Die von der Feder bei der Belastung aufgespeicherte Formänderungsarbeit wird bekanntlich durch die Fläche P zwischen der Federkennlinie und der s -Achse dargestellt. Bei gerader Kennlinie entspricht also die einer Belastung P_1 und dem entsprechenden Weg s_1 zugeordnete Formänderungsarbeit A_1 der Fläche eines rechtwinkligen Dreiecks, dessen Katheten P_1 und s_1 sind. Es ergibt sich somit:

$$A_1 = \frac{1}{2} P_1 \cdot s_1 = \frac{1}{2} c_F \cdot s_1^2 \text{ cmkg} \quad (\text{da } P_1 = c_F \cdot s_1)$$

Bei der Berechnung der "dynamischen Formänderungsarbeit" A_D ist für s_1 der Weg des Laufradmittelpunktes von der Gleichgewichtslage bis zum Anschlag, der mit f_h bezeichnet werden soll, für c_F die auf den Radmittelpunkt bezogene Einheitskraft c_R einzusetzen. Es gilt also grundsätzlich die Beziehung:

$$A_D = \frac{1}{2} c_R \cdot f_h^2 \text{ cmkg}$$

Wir werden hiervon bei allen nachstehend durchgeführten Berechnungen Gebrauch machen.

- A 2 -

- A 2 -

B. Berechnung des aktiven Federgewichts aus der Dauerhaltbarkeit der betriebsfertigen Feder.

1. Stabfeder (Doppelstabfeder).

nach einer bekannten Formel der Festigkeitslehre ist die verdrehung α (im Bogenmaß gemessen) eines Stabs mit kreisförmigem Querschnitt vom Durchmesser d , dem polaren Trägheitsmoment $J_p = \frac{\pi}{32} \cdot d^4$, der Länge l und einem Werkstoff mit dem Gleitmodul G :

$$\alpha = \frac{M_d \cdot l}{J_p \cdot G}$$

Somit ist das Federeinheitsmoment (die Drehfederkonstante) des Stabes

$$C_F = \frac{M_d}{\alpha} = \frac{J_p \cdot G}{l} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4 G}{l} \quad \text{omkg}$$

Führt man ferner die bekannte Beziehung

$$M_d = W_p \cdot \tau \quad \text{ein}$$

($W_p = \frac{\pi}{16} \cdot d^3$ = polares Widerstandsmoment des Stabquerschnitts),

so ergibt sich:

$$\alpha = \frac{M_d}{C_F} = \frac{W_p \cdot \tau}{C_F} = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau \cdot 32 \cdot l}{16 \cdot d^4 \cdot G} = 2 \frac{l}{d} \cdot \frac{\tau}{G}$$

das federnde (aktive) volumen des Stabes ist:

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot l \quad \text{cm}^3$$

Somit ist die Formänderungsarbeit:

$$A_F = \frac{1}{2} C_F \cdot \alpha^2 = \frac{1}{2} \left[\frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4 G}{l} \right] \left[\frac{4 l^2 \cdot \tau^2}{d^2 \cdot G} \right]$$

$$= \frac{1}{2} \left[\frac{\pi}{4} d^2 \cdot l \right] \left[\frac{1}{2} \cdot \frac{\tau^2}{G} \right] = 0,25 V_F \cdot \frac{\tau^2}{G}$$

- A 3 -

- A 3 -

Ist α_h der Winkel den die Radkurbel von der Gleichgewichtslage bis zum Anschlag zurücklegt und r die Länge des Schwingarms bis mitte Laufrad, so ist der entsprechende Radhub

$$f_h = r \cdot \alpha_h$$

Die Drehdauerfestigkeit der Drehstabfedern (Schaftdurchmesser 50 bis 60 mm) wurde mit $\tau_A = 2\ 000\ \text{kg/cm}^2$ bestimmt. Nach den gegebenen Darlegungen kann die zum Radhub f_h gehörige Beanspruchungsänderung τ_h dem 1,5-fachen Betrag von τ_A entsprechen, ohne daß die Dauerhaltbarkeit der Feder gefährdet ist. Somit kann

$$\tau_h = 1,5 \tau_A = 3\ 000\ \text{kg/cm}^2 \quad \text{eingeführt werden.}$$

Die auf Radmitte bezogene Einheitskraft der Feder ist angenähert

$$c_R = \frac{C_F}{r^2} \quad \text{kg/cm}$$

Somit ergibt sich für die dynamische Formänderungsarbeit:

$$\begin{aligned} A_D &= \frac{1}{2} c_R \cdot f_h^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_F}{r^2} \cdot r^2 \cdot \alpha_h^2 = \frac{1}{2} C_F \cdot \alpha_h^2 \\ &= 0,25 v_F \cdot \frac{\tau_h^2}{G} \end{aligned}$$

Demgemäß erhält man für das aktive Federgewicht, wenn man für den Gleitmodul $G = 8 \cdot 10^5\ \text{kg/cm}^2$ und für das spezifische Gewicht des Stahls $\gamma = 7,85 \cdot 10^{-3}\ \text{kg/cm}^3$ setzt:

$$\begin{aligned} G_F &= v_F \cdot \gamma = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{0,25} \cdot \frac{G}{r^2} \cdot \gamma \cdot c_R \cdot f_h^2 \\ &= 2 \cdot \frac{8 \cdot 10^5}{3\ 000^2} \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot c_R \cdot f_h^2 = 0,0014 c_R \\ &\quad \cdot f_h^2 \end{aligned}$$

In bild A 2 sind die wichtigsten Formeln der vorstehend gegebenen Ableitung zusammengestellt.

Die gleichen Formeln gelten auch für die Doppelstabfeder. In diesem Fall ist für die Länge l die Summe der federnden Längen der beiden Stäbe einzusetzen. Die zusätzliche siegebeanspruchung die bei dieser Anordnung in den Stäben auftritt, kann bei Berechnung des Einheitsmoments und Ermittlung der Formänderungsarbeit ohne wesentlichen Fehler vernachlässigt werden.

- A 4 -

- A 4 -

Ferner sind in Bild A 2 zwei Zahlenbeispiele durchgerechnet, nämlich einerseits die Doppelstabfeder des Panther, andererseits der Entwurf einer Dreifachstabfeder für das Versuchsfahrzeug mit 40 cm Hub. Im letztgenannten Fall konnte eine Höchstspannung von $\tau_h = 4\ 000$ in Betracht gezogen werden, da der große Hub nur verhältnismäßig selten in Anspruch genommen wird und der statistische Mittelwert des Radausschlags höchstens bei ± 20 cm entsprechend einer Wechselbeanspruchung von $\tau_a = \pm 2\ 000$ kg/cm² liegen wird.

2. Schraubenfeder.

Die Formeln für die Einheitskraft und die Abhängigkeit des Federwegs von den Abmessungen und der Schubspannung sind bekannt^{x)}. Mit D = mittlerer Windungsdurchmesser, d = Drahtdurchmesser, i = Anzahl der federnden Windungen, G = Gleitmodul des Federwerkstoffs, ergibt sich für die Einheitskraft:

$$c_p = \frac{d^4}{8 D^3 \cdot i} \quad G \text{ kg/cm}$$

und den Federweg:

$$s = \frac{H \cdot d^3 \cdot i}{d \cdot G} \quad \tau \text{ cm}$$

$$\text{Das federnde Volumen beträgt: } V_p = \frac{\pi^2}{4} \cdot d^2 \cdot D \cdot i \quad \text{cm}^3$$

Für die Formänderungsarbeit ergibt sich:

$$A_p = \frac{1}{2} c_p \cdot s^2 = \frac{1}{2} \left[\frac{d^4 \cdot G}{8 D^3 \cdot i} \right] \left[\frac{\pi^2 \cdot D^4 \cdot i^2 \cdot \tau^2}{d^2 \cdot G^2} \right]$$

$$= \frac{1}{4} \left[\frac{\pi^2}{4} \cdot d^2 \cdot D \cdot i \right] \frac{\tau^2}{G} = 0,25 V_p \frac{\tau^2}{G} \quad \text{cmkg}$$

Ist f_h der Radausschlag von der Gleichgewichtslage bis zum Anschlag und s_h der zugehörige Hub der an einem Hebelarm r_p angreifenden Feder, so besteht die Beziehung:

$$f_h = s_h \cdot \frac{r}{r_p}$$

x) Siehe z.B. S.Groß und E.Lehr "Die Federn". VDI-Verlag 1938 S.84

- A 5 -

- A 5 -

Die Dauerfestigkeit der Schraubenfeder beträgt nach den bisherigen Erfahrungen bestenfalls, bezogen auf die an der Innenfaser auftretende Höchstspannung $\tau_A = \pm 1500 \text{ kg/cm}^2$. In den vorangehenden Formeln ist jedoch nicht die Spannung an der Innenfaser, sondern die mittlere Nennspannung der Feder eingeführt. Diese ist im Durchschnitt um 30 % niedriger als die Höchstspannung. Infolgedessen ergibt sich, bezogen auf die Nennspannung, eine Dauerfestigkeit von $\tau_{An} = \pm 1150 \text{ kg/cm}^2$. vereinbarungsgemäß wird festgelegt, daß die zum Radhub f_h gehörige Beanspruchungsänderung τ_h höchstens dem 1,5-fachen Betrag von τ_{An} entsprechen darf. Somit ist $\tau_{hn} = 1,5 \tau_{An} = 1730 \text{ kg/cm}^2$. Die auf die Radmitte bezogene Einheitskraft der Feder ist angenähert

$$c_R = c_F \cdot \frac{r_F^2}{r^2}$$

Setzt man die Werte für c_R und f_h in die Formel für die dynamische Formänderungsarbeit ein, so ergibt sich:

$$\begin{aligned} A_D &= \frac{1}{2} c_R \cdot f_h^2 = \frac{1}{2} c_F \cdot \frac{r_F^2}{r^2} \cdot s_h^2 \cdot \frac{r^2}{r_F^2} \\ &= \frac{1}{2} c_F \cdot s_h^2 = 0,25 v_F \cdot \frac{\tau_{hn}^2}{G} \text{ cmkg.} \end{aligned}$$

Somit ergibt sich für das aktive Federgewicht, wenn man für den Gleitmodul $G = 8 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$ setzt:

$$\begin{aligned} G_F &= v_F \cdot \gamma = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{0,25} \cdot \frac{G}{\tau_{hn}^2} \cdot \gamma \cdot c_R \cdot f_h^2 \\ &= 2 \cdot \frac{8 \cdot 10^5}{1730^2} \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot c_R \cdot f_h^2 \\ &= 0,0042 c_R \cdot f_h^2 \end{aligned}$$

In bild A 3 sind die wichtigsten Formeln der vorstehend gegebenen Ableitung zusammengestellt. Ferner ist hier ein Zahlenbeispiel durchgerechnet. Dabei sind die Federn ermittelt, die sich ergeben würden, wenn in dem Panther an Stelle der Doppelstabfedern Schraubenfedern eingebaut werden sollten. Man erkennt

- A 6 -

- A 6 - i

aus dieser Rechnung, daß dann das aktive Federgewicht je Lauf-
rad 124 kg betragen würde, gegenüber einem aktiven Federgewicht
der Doppelstabfeder von 41,4 kg, daß also eine Erhöhung des
Federgewichts auf den dreifachen Betrag erforderlich wäre.

3. Siegebeanspruchte Schraubenfeder.

Die Formeln für das Einheitsmoment C_P und die Abhängigkeit des
Verdrehwinkels α von den Abmessungen der Feder und der siege-
beanspruchung σ sind bekannt. Sie lauten:

$$f) \quad \text{Einheitsmoment:} \quad C_P = \frac{E \cdot J_0}{l} = \frac{b \cdot h^3}{12 l} \cdot E \quad \text{cmkg}$$

$$d) \quad \text{verdrehwinkel:} \quad \alpha = \frac{2 l}{h E} \cdot \sigma \quad (\text{Bogenmaß})$$

Hierbei bedeuten b die Breite, h die Höhe des Drahtquerschnitts,
 l die gestreckte Länge der Mittellinie sämtlicher Federwindungen,
 E den Elastizitätsmodul des Federwerkstoffs, σ die mittlere
Biegezugspannung, die bei Beanspruchung der Feder im Drahtquer-
schnitt auftritt. Die an der Innenfaser auftretende höchste Span-
nung ist, da die Federwindung einen Träger mit gekrümmter Mittel-
linie bildet, um etwa 20 bis 30 % höher. Da jedoch bei Ermittlung
der Dauerhaltbarkeit derartiger Federn die Spannungen auf die
mittlere Nennspannung bezogen wurden, braucht diese Tatsache
hier nicht weiter berücksichtigt zu werden.

Für das federnde Volumen ergibt sich:

$$d) \quad V_P = b \cdot h \cdot l \quad \text{cm}^3$$

Als Formänderungsarbeit erhält man, wenn man in die allgemeine
Gleichung die Werte für C_P und α einsetzt:

$$b) \quad A_P = \frac{1}{2} C_P \cdot \alpha^2 = \frac{1}{2} \left[\frac{b \cdot h^3}{12 l} \cdot E \right] \left[\frac{4 l^2}{h^2 \cdot E^2} \cdot \sigma^2 \right]$$

$$c) \quad = \frac{1}{6} \left[b \cdot h \cdot l \right] \frac{\sigma^2}{E} = \frac{1}{6} V_P \cdot \frac{\sigma^2}{E}$$

Ist r die Länge des Schwingarmes, f_h der Radausschlag von der
Gleichgewichtslage bis zum Anschlag, α_h der entsprechende ver-

- A 7 -

- A 7 -

drehungswinkel der Federendquerschnitte gegeneinander gemessen im Bogenmaß, so ergibt sich die Beziehung:

$$f_h = r \cdot \alpha_h$$

Durch Dauerversuche wurde ermittelt, daß der Spannungsaus-
schlag der mittleren Nennspannung einer biegebeanspruchten Schrauben-
feder in der Größenordnung von $\sigma_A = \pm 1500 \text{ kg/cm}^2$ liegt. Wie
bei den vorangehenden Untersuchungen legen wir fest, daß die
dem Radhub f_h zugeordnete Beanspruchung σ_h 1,5 mals so groß sein
kann, wie σ_A . Somit ergibt sich:

$$\sigma_h = 1,5 \cdot \sigma_A = 2250 \text{ kg/cm}^2.$$

Die auf Radmitte bezogene Einheitskraft der Feder ist wie bei
der Drehstabfeder angenähert:

$$c_R = \frac{C_F}{r^2}$$

Somit ergibt sich für die dynamische Formänderungsarbeit:

$$\begin{aligned} A_D &= \frac{1}{2} c_R \cdot f_h^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_F}{r^2} \cdot r^2 \cdot \alpha^2 \\ &= \frac{1}{2} C_F \cdot \alpha^2 = \frac{1}{6} V_F \cdot \frac{\sigma_h^2}{E} \end{aligned}$$

Dementsprechend erhält man für das aktive Federgewicht, wenn der
Elastizitätsmodul mit $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$ eingesetzt wird:

$$\begin{aligned} G_F &= V_F \cdot \gamma = \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot \frac{E}{\sigma_h^2} \cdot \gamma \cdot c_R \cdot f_h^2 \\ &= 3 \cdot \frac{2,1 \cdot 10^6}{2250^2} \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot c_R \cdot f_h^2 \\ &= 0,0098 \cdot c_R \cdot f_h^2 \end{aligned}$$

In Bild A 4 sind die wichtigsten Formeln dieser Ableitung zu-
sammengestellt. Auf die Durchrechnung eines Zahlenbeispiels
wurde verzichtet.

- A 8 -

- A 8 -

4. Geschichtete Blattfeder.

Die Formel für die Einheitskraft c_P der geschichteten Blattfeder ist bekannt^{x)}. Danach ergibt sich für eine "halbe Trapezfeder".

$$c_P = \frac{3E.J}{\sigma.l^3} = \frac{3E.n.b.h^3}{1,3.12.l^3}$$

$$= \frac{n.b.h^3}{1,3.4.l^3} \cdot E \text{ kg/cm}$$

Dabei bedeuten b die Breite, h die Dicke, n die Anzahl der Federblätter die alle als gleich stark angenommen sind, l den Abstand des Federauges von Mitte Federbund, E den Elastizitätsmodul des Werkstoff, σ die Biegebeanspruchung in den Federblättern. Es ist angenommen, daß der "Grundriß" der Feder trapezförmig ist, daß also die Federblätter an den Enden keilförmig zugeschnitten sind. Ferner ist vorausgesetzt, daß die beiden obersten Federblätter über die ganze Länge durchlaufen. Der Formwert σ wurde mit 1,3 angenommen. Er liegt bei den ausgeführten Federn zwischen etwa 1,3 bis 1,4.

Man beachte ferner, daß die Summe der Trägheitsmomente aller Federblätter an der Einspannstelle, also im Federbund

$$J_0 = n \cdot \frac{b h^3}{12} \text{ cm}^4 \text{ ist.}$$

Ferner ergibt sich nach S.Groß und E.Lehr S.57 Gl. (214) für die Biegebeanspruchung:

$$\sigma = \frac{M_b}{\sum W} = \frac{P \cdot l \cdot 6}{n \cdot b \cdot h^2} = \frac{6 l \cdot c_P}{n \cdot b \cdot h^2} \cdot s$$

wenn man beachtet, daß:

$$\frac{P}{s} = c_P \text{ also } P = s \cdot c_P$$

^{x)} Siehe z.B. S.Groß und E.Lehr "Die Federn", VDI-Verlag 1938 S.17 und 27.

- A 9 -

- A 9 -

und das Widerstandsmoment jedes Federblatts in der Einspannstelle (dem Federbund) $W = \frac{b \cdot h^2}{6} \text{ cm}^3$.

Setzt man noch für c_F den vorstehend ermittelten Wert ein, so ergibt sich:

$$s = \frac{n \cdot b \cdot h^2}{6 \cdot c_F} = \frac{n \cdot b \cdot h^2 \cdot 1,3 \cdot 4 \cdot l^3}{6 l \cdot n \cdot b \cdot h^3 \cdot E} \cdot \sigma$$

$$= \frac{2}{3} \cdot 1,3 \cdot \frac{l^2}{h \cdot E} \cdot \sigma \text{ cm}$$

Für das federnde (aktive) Volumen ergibt sich

$$V_F = \beta \cdot n \cdot b \cdot h \cdot l \text{ cm}^3$$

wobei $\beta = 0,5 \left(1 - \frac{n'}{n} \right) \times$ zwischen etwa 0,52 und 0,6 liegt. Wir wählen für die weitere Rechnung $\beta = 0,6$.

Somit berechnet sich die Formänderungsarbeit zu:

$$A_F = \frac{1}{2} c_F \cdot s^2 = \frac{1}{2} \left[\frac{n \cdot b \cdot h^3}{4 \cdot 1,3 \cdot l^3} \cdot E \right] \left[\frac{4}{9} \cdot 1,3^2 \cdot \frac{l^4}{h^2 \cdot E} \cdot \sigma^2 \right]$$

$$= \frac{1,3}{2 \cdot 9 \cdot 0,6} \left[0,6 \cdot b \cdot h \cdot l \right] \frac{\sigma^2}{E} = 0,12 V_F \frac{\sigma^2}{E}$$

Bei der weiteren Berechnung ist angenommen, daß die Feder mit ihrem freien Ende durch eine Lasche gelenkig mit dem Schwingarm des Laufrades verbunden ist. Beträgt der Abstand des Angriffspunktes der Federlasche von der Achse des Schwingarmes r_F cm und der Abstand des Radmittelpunktes von der Schwingarmachse r cm, so besteht zwischen der Federdurchbiegung s_h und dem zugehörigen Radhub von der Gleichgewichtslage bis zum Anschlag f_h die Beziehung $f_h = s_h \cdot \frac{r}{r_F}$.

Wie bereits erwähnt, ist der Spannungsaussschlag der Dauerfestigkeit geschichteter Blattfedern nach den bisher vorliegenden Versuchen nur etwa $\sigma_A = \pm 1000 \text{ kg/cm}^2$. Um bei dem hier vorgenommenen Vergleich der Blattfeder die größtmögliche "Chance" zu geben, wird im vorliegenden Fall $\sigma_A = \pm 1200 \text{ kg/cm}^2$ gesetzt. Wie bei den anderen Federarten wird wieder angenommen, daß die dem Hub f_h zugeordnete Spannungsänderung in der Blattfeder 1,5 mal so groß sein kann, wie der Spannungsaussschlag der Dauerfestigkeit. Somit ergibt sich $\sigma_h = 1,5 \cdot \sigma_A = 1800 \text{ kg/cm}^2$.

x) n' = Anzahl der bis zum Auge durchlaufenden Federblätter
 n = Gesamtzahl der Federblätter.

- A 10 -

- A 10 -

Für die auf Radmittel bezogene Einheitskraft der Feder erhält man in bekannter Weise

$$c_R = c_P \cdot \frac{r_P^2}{r^2} \quad \text{kg/cm.}$$

Somit ergibt sich für die dynamische Formänderungsarbeit

$$\begin{aligned} A_D &= \frac{1}{2} c_R \cdot f_h^2 = \frac{1}{2} c_P \cdot \frac{r_P^2}{r^2} \cdot s_h^2 \cdot \frac{r^2}{r_P^2} = \frac{1}{2} c_P \cdot s_h^2 \\ &= 0,12 \cdot v_P \cdot \frac{\sigma_h^2}{E} \quad \text{cm/kg.} \end{aligned}$$

Für das aktive Federgewicht erhält man:

$$\begin{aligned} G_P &= v_P \cdot f = \frac{1}{2 \cdot 0,12} \cdot \frac{E}{f_h} \cdot f \cdot c_R \cdot f_h^2 \\ &= 4,17 \cdot \frac{2,1 \cdot 10^6}{1800^2} \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot c_R \cdot f_h^2 \\ &= 0,0212 c_R \cdot f_h^2 \end{aligned}$$

In bild A 5 sind die wichtigsten Formeln der vorstehenden Entwicklung zusammengestellt. Ferner ist hier als Zahlenbeispiel eine Feder durchgerechnet, die sich ergeben würde, wenn die Doppelstabfeder beim Panther durch eine geschichtete Blattfeder ersetzt werden sollte. Man erkennt, daß das aktive Gewicht einer derartigen Blattfeder 650 kg betragen würde, gegenüber 41,4 kg bei der Doppelstabfeder. Es ist selbstverständlich unmöglich, eine derartige Feder unterzubringen. Dieses Beispiel zeigt mit voller Klarheit, daß geschichtete Blattfedern, solange es nicht gelingt die jetzt vorliegende Dauerfestigkeit von $\pm 10 \text{ kg/mm}^2$ auf ± 30 bis 40 kg/mm^2 zu erhöhen, nicht in Betracht kommen können, sobald ein Hub von 20 cm und mehr verlangt wird.

Kegelstumpffeder.

Die Formeln für Einheitskraft und Federweg der Kegelstumpffeder können nur näherungsweise angegeben werden. Die nachstehend angeführten Formeln haben sich in der Praxis bewährt und werden von den Federfabriken mit Erfolg verwendet. Sie lauten für die bei Panzern in Betracht kommenden Abmessungen von Kegels tumpffedern:

- A 11 -

- A 11 -

$$c_F = \frac{h \cdot b^3}{0,395 \ell \cdot (D^2 + d^2)} \cdot G \quad \text{kg/cm}$$

$$s = 0,25 \frac{\ell (D^2 + d^2)}{b \cdot D \cdot G} \cdot \tau \quad \text{cm}$$

Dabei bedeuten h die senkrecht zu den Kanten gemessene Höhe, b die Dicke des Federblatts, ℓ die gestreckte Länge der federnden Windungen, D den mittleren Durchmesser der größten aktiven Windung, d den mittleren Durchmesser der kleinsten aktiven Windung, G den Gleitmodul des verwendeten Werkstoffs und τ die mittlere Nennspannung x).

Für das federnde Volumen ergibt sich angenähert:

$$V_F = \ell \cdot b \cdot h \quad \text{cm}^3$$

Für die Formänderungsarbeit erhält man:

$$A_F = \frac{1}{2} c_F \cdot s^2 = \frac{1}{2} \left[\frac{h \cdot b^3 \cdot G}{0,395 \ell \cdot (D^2 + d^2)} \right] \left[\frac{0,0625 \ell^2 (D^2 + d^2)^2}{b^2 \cdot D^2 \cdot G^2} \cdot \tau^2 \right]$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \frac{0,0625}{0,395} \left[\ell \cdot b \cdot h \right] \frac{(D^2 + d^2)}{D^2} \cdot \frac{\tau^2}{G}$$

x) Die genaue Berechnung der Kegelstumpffeder ist sehr verwickelt und lohnt für die praktischen Fälle nicht. Näheres hierüber siehe S.Groß: "Beitrag zur Berechnung von Kegelstumpffedern" ZVDI, Bd.79, 1935, S.865. In der Praxis wird es mit Rücksicht auf die verhältnismäßig großen Toleranzen, die bei der Herstellung der Kegelstumpffedern zugestanden werden müssen, stets notwendig sein, die Federeinheitskraft durch Versuch zu bestimmen. Diese Bestimmung wird noch dadurch erschwert, daß die Kennlinie der Kegelstumpffeder bei hohen Belastungen stark gekrümmt ist und daß die Federn eine beträchtliche Reibung aufweisen. Die vorgenannten Formeln gelten nur für das geradlinige Stück der Federkennlinie. Der Hub den die Kegelstumpffeder für 100 000 Lastspiele und mehr erträgt, ist jedoch so klein, daß er innerhalb des geradlinigen Stücks der Federkennlinie bleibt. Bei Berechnung einer Kegelstumpffeder, die auch nur einigermaßen Anspruch auf Dauerhaltbarkeit machen soll, kann man sich also auf dieses Gebiet beschränken.

- A 12 -

- A 12 -

und wenn man $\frac{d}{D} = \sim \frac{1}{2}$ setzt, was im Mittel zutreffen dürfte,
so daß $\frac{D+d}{D^2} = 1,25$ gesetzt werden kann:

$$\begin{aligned} A_P &= \frac{1}{2} \cdot \frac{0,0625}{0,395} \cdot 1,25 [\lambda \cdot b \cdot h] \cdot \frac{\tau^2}{G} \\ &= 0,1 V_P \cdot \frac{\tau^2}{G} \end{aligned}$$

Es wird angenommen, daß die Kegelstumpffeder im Abstand r_P an einem Hebel angreift, an dessen Ende im Abstand r von der Hebelachse das Laufrad gelagert ist. Ist wieder f_h der Hub des Laufrads von der Gleichgewichtslage bis zum Anschlag, s_h der zugehörige Hub der Kegelstumpffeder, so gilt die Beziehung

$$f_h = s_h \cdot \frac{r}{r_P} \text{ cm.}$$

nach den bisherigen Dauerversuchen kann angenommen werden, daß der Spannungsausschlag der Dauerfestigkeit bei der Kegelstumpffeder höchstens $\tau_A = \pm 1000 \text{ kg/cm}^2$ ist. Läßt man bei dem Hub f_h wieder eine Beanspruchung zu, die dem 1,5-fachen dieses Wertes entspricht, setzt man also $\tau_h = 1,5 \tau_A = 1500 \text{ kg/cm}^2$, so ergibt sich, wenn man noch berücksichtigt, daß die Federeinheitskraft am Rad

$$c_R = c_P \cdot \frac{r_P^2}{r^2} \text{ kg/cm ist}$$

für die dynamische Formänderungsarbeit:

$$\begin{aligned} A_D &= \frac{1}{2} c_R \cdot f_h^2 = \frac{1}{2} c_P \cdot \frac{r_P^2}{r^2} \cdot s_h^2 \cdot \frac{r^2}{r_P^2} = \frac{1}{2} c_P \cdot s_h^2 \\ &= 0,1 V_P \cdot \frac{\tau_h^2}{G} \end{aligned}$$

Hieraus erhält man für das aktive Federgewicht:

$$\begin{aligned} G_P &= V_P \cdot \gamma = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{0,1} \cdot \frac{G}{\tau_h^2} \cdot \gamma \cdot c_R \cdot f_h^2 \\ &= 5 \frac{G}{\tau_h^2} \cdot \gamma \cdot c_R \cdot f_h^2 \\ &= 5 \frac{8 \cdot 10^5}{1500^2} \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot c_R \cdot f_h^2 \\ &= 0,0145 c_R \cdot f_h^2 \end{aligned}$$

- A 13 -

- A 13 -

6. Tellerfeder.

Die Tellerfeder stellt in ihrer Grundform eine gelochte kreisförmige Platte dar. Die Formeln zur genauen Ermittlung von Einheitskraft und Federweg sind sehr verwickelt. Für praktische Berechnungen ist es daher am zweckmäßigsten, wenn man die Formeln für die kreisförmige Platte zu Grunde legt und die Besonderheiten der Tellerfederform durch Beiwerte berücksichtigt, die von Fall zu Fall durch Versuch bestimmt werden.

Bei Berechnung der Einheitskraft geht man von der Formel für die Durchfederung s einer am Außenrand frei aufliegenden, am Innenrand durch eine konzentrierte Ringlast P belasteten gelochten Kreisplatte aus. Sie lautet (siehe z.B. M. ten Bosch, Vorlesungen über Maschinenelemente, 2te Auflage, Verlag Julius Springer 1940 S.102).

$$s = P \cdot \frac{D^2}{E \cdot m^3} \cdot \frac{1}{\gamma}$$

somit:

$$\sigma_{T0} = \frac{P}{s} = \gamma \cdot \frac{E \cdot m^3}{D^2} \quad \text{für eine einzelne Tellerfeder}$$

und

$$\sigma_T = \gamma \cdot \frac{E \cdot m^3}{n \cdot D^2} \quad \text{für eine Federsäule, die } n \text{ Tellerfedern enthält.}$$

Dabei ist D der Außendurchmesser, m die Dicke der Platte. γ ist ein Beiwert, der in erster Linie von dem Verhältnis des Außendurchmessers D zum Innendurchmesser d abhängt und der am besten durch Versuche bestimmt wird. Bei der hier durchgeführten Vergleichsrechnung ist angenommen, daß $D/d = 2,5$ sei. Dann ergibt sich ein Beiwert von etwa

$$\gamma = 5,7$$

so daß in diesem Fall:

$$\sigma_T = 5,7 \frac{m^3}{n \cdot D^2} \cdot E \quad \text{kg/cm.}$$

Die Höchstbeanspruchung tritt wie Versuch und Rechnung zeigen, am Bohrungsrand auf und zwar entsteht dort eine sehr hohe Span-

- A 14 -

- A 14 -

nungsspitze σ . Es ergibt sich ganz allgemein:

$$\sigma = \frac{1}{k'} \cdot \frac{P}{m^2} = \frac{1}{k'} \cdot \frac{s \cdot c_F}{m^2}$$

Somit:

$$\begin{aligned} s &= k' \cdot \frac{m^2}{c_F} \cdot \sigma = k' \cdot \frac{m^2 \cdot n \cdot D^2}{\psi \cdot m^3 \cdot E} \cdot \sigma \\ &= k \frac{n \cdot D^2}{m \cdot E} \cdot \sigma \quad (\text{dabei wurde } k = \frac{k'}{\psi} \text{ gesetzt}). \end{aligned}$$

Der Beiwert k ist zweckmäßig wieder durch Versuch zu ermitteln und zwar in der Weise, daß die Spannung σ am Bohrergründ gemessen und in Abhängigkeit vom Federweg s aufgetragen wird. k ist wieder in erster Linie vom Verhältniswert $\frac{D}{d}$ abhängig. Für den vorliegenden Fall $\frac{D}{d} = 2,5$ ergibt sich $k = 0,104$, so daß:

$$s = 0,104 \frac{n \cdot D^2}{m \cdot E} \cdot \sigma \quad \text{cm} \quad \text{gesetzt werden kann.}$$

Für das federnde Volumen einer aus n Tellern bestehenden Tellerfederkule ergibt sich:

$$V_F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot m \cdot n = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot m \cdot n \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]$$

und für

$$\frac{D}{d} = 2,5$$

$$V_F = 0,66 D^2 \cdot m \cdot n \quad \text{cm}^3$$

Setzt man die Werte für c_F , s und V_F in die Gleichung für die Formänderungsarbeit A_F ein, so ergibt sich:

$$\begin{aligned} A_F &= \frac{1}{2} c_F \cdot s^2 = \frac{1}{2} \left[5,7 \cdot \frac{m^3}{n \cdot D^2} \cdot E \cdot \frac{0,0108}{0,0108 \cdot \frac{n^2 \cdot D^4}{m^2 \cdot E^2} \cdot \sigma^2} \right] \\ &= \frac{1}{2} \cdot \frac{5,7 \cdot 0,0108}{0,66} \left[0,66 \cdot D^2 \cdot m \cdot n \right] \frac{\sigma^2}{E} \\ &= 0,047 V_F \cdot \frac{\sigma^2}{E} \end{aligned}$$

- A 15 -

- A 15 -

Die konstruktive Anordnung der Tellerfedersäule als Druckfeder ist aus Bild A 7 ersichtlich. Dabei greift die Federkraft in einem Abstand r_F von der Achse des Schwingarms an, wobei die Achse der Federsäule mit dem Lot auf dem Schwingarm den Winkel σ_F bildet. Dieser ändert sich mit dem Radhub um den Drehwinkel des Schwingarms.

In erster Näherung wird man, wenn mit f_h der Radhub von der Gleichgewichtslage bis zum Anschlag, mit s_h den zugehörigen Federweg und mit r die Schwingarmlänge bis zum Radmittelpunkt bezeichnet wird, setzen können:

$$f_h = s_h \cdot \frac{r}{r_F}$$

Entsprechend gilt für die Einheitskraft am Rad:

$$c_R = c_F \cdot \frac{r_F^2}{r^2}$$

Nach den bisherigen Stichproben zu urteilen, liegt die Dauerhaltbarkeit der Tellerfedern mindestens bei

$$\sigma_A = \pm 3000 \text{ kg/cm}^2.$$

Dieser Wert bezieht sich auf die Spitzenspannung am Bohrungsrand.

Die dem Hub f_h zugeordnete Beanspruchung σ_h , die noch ohne Dauerbruchgefahr ertragen werden kann, läßt sich somit festlegen mit:

$$\sigma_h = 1,5 \sigma_A = 4500 \text{ kg/cm}^2.$$

Dann ergibt sich für die dynamische Formänderungsarbeit:

$$\begin{aligned} A_D &= \frac{1}{2} c_R \cdot f_h^2 = \frac{1}{2} c_F \cdot \frac{r_F^2}{r^2} \cdot s_h^2 \cdot \frac{r^2}{r_F^2} \\ &= \frac{1}{2} c_F \cdot s_h^2 = 0,047 V_F \frac{\sigma_h^2}{E} \end{aligned}$$

und für das aktive Federgewicht:

$$\begin{aligned} G_F &= V_F \cdot f = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{0,047} \cdot \frac{E}{\sigma_h^2} \cdot f \cdot c_R \cdot f_h^2 \\ &= 10,7 \cdot \frac{2,1 \cdot 10^6}{4500^2} \cdot 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot c_R \cdot f_h^2 \\ &= 0,0087 c_R \cdot f_h^2 \end{aligned}$$

- A 16 -

- A 16 -

Gelingt es die Dauerhaltbarkeit der Tellerfedern auf

152 $\sigma_A = \pm 4000 \text{ kg/cm}^2$ zu steigern, was durchaus erreichbar
erscheint, so wird:

153 $\sigma_h = \pm 6000 \text{ kg/cm}^2$

und

154 $G_p = 0,005 \sigma_R \cdot f_h^2$

Die wichtigsten Formeln der vorstehend gegebenen Ableitung sind in Bild A 7 zusammengestellt, die auch eine Skizze der Anordnung zeigt.

Es sei nochmals ausdrücklich darauf aufmerksam gemacht, daß die Zahlenbeiwerte für die Berechnung von c_p und s keine Allgemeingültigkeit haben und von Fall zu Fall durch Versuche zu ermitteln sind. Sie sollen hier nur im Sinne eines Zahlenbeispiels dienen. Entsprechend ändert sich dann auch von Fall zu Fall der zur Berechnung von G_p dienende Zahlenbeiwert.

7. Gummifeder.

Die beste Raumnutzung ergibt sich bei der Gummifeder, wenn der Werkstoff auf Schub beansprucht wird. Der entsprechende Aufbau des Federelements ist in Bild A 8 in der Skizze links unten dargestellt. Wie man erkennt ist ein Gummiring vom Außendurchmesser D , dem Innendurchmesser d und der Höhe h zwischen 2 zylindrische Hülsen vulkanisiert. Beim Aufbau der Feder werden mehrere derartige Elemente hintereinandergeschaltet, wobei sich abwechselnd die inneren und die äußeren Hülsen aufeinander abstützen. Die ganze Federskule ist in einem Rohr untergebracht, in dem die äußeren Hülsen geführt sind.

Wird die äußere Hülse des Federelements fest abgestützt und wirkt auf die innere Hülse die Kraft P , so ergibt sich, wenn G der Gleitmodul des Gummis ist, der im Mittel etwa $G = 10 \text{ kg/cm}$ beträgt, angenähert folgender Federweg:

155
$$s = \frac{\tau_{\text{mittel}}}{G} \cdot \frac{(D - d)}{2};$$

- A 17 -

- A 17 -

Demnach nach dem Schubgesetz ist $\frac{\tau}{\eta} = \beta$ der Schiebungswinkel, $\frac{D-d}{2}$ die Dicke der auf Schub beanspruchten Werkstoffschicht. Da sich die Schubspannung τ mit dem jeweiligen konzentrisch zur Achse des Elements durch den Gummi gelegten Ringquerschnitt ändert, wird die Schubspannung τ_{mittel} eingesetzt, die sich für den mittleren Querschnitt ergibt. Dieser beträgt:

$$156 \quad F_{\text{mittel}} = \tau \cdot \frac{D-d}{2} \cdot h, \text{ so daß}$$

$$157 \quad \tau_{\text{mittel}} = \frac{F_{\text{mittel}}}{\frac{D-d}{2} \cdot h} = \frac{2P}{\pi \cdot (D-d) \cdot h} \text{ kg/cm}^2.$$

Somit ist:

$$158 \quad s = \frac{\tau_{\text{mittel}}}{G} \cdot \frac{(D-d)}{2} = \frac{2P (D-d)}{\pi \cdot (D-d) \cdot h \cdot 2 \cdot G}$$

$$159 \quad = P \frac{(D-d)}{\pi \cdot (D-d) \cdot h \cdot G} \text{ cm}$$

Für die Einheitskraft einer Federsäule mit n Elementen ergibt sich:

$$160 \quad e_P = \frac{P}{s} = \frac{\pi \cdot h (D-d)}{n \cdot (D-d)} \cdot G \text{ kg/cm}$$

für ihren Federweg:

$$161 \quad s = \frac{n (D-d)}{2 \cdot G} \cdot \tau$$

Ferner ist das aktive Volumen der Federsäule:

$$162 \quad V_P = \frac{(D^2 - d^2)}{4} \cdot \pi \cdot h \cdot n \text{ cm}^3$$

Somit erhält man für die Formänderungsarbeit:

$$163 \quad A_P = \frac{1}{2} e_P \cdot s^2 = \frac{1}{2} \left[\frac{\pi \cdot h (D-d)}{n \cdot (D-d)} \cdot G \right] \left[\frac{n^2 (D-d)^2}{4 G^2} \cdot \tau^2 \right]$$

$$164 \quad = 0,5 \left[\frac{(D^2 - d^2)}{4} \cdot \pi \cdot h \cdot n \right] \cdot \frac{\tau^2}{G}$$

- A 18 -

- A 18 -

$$165 \quad = 0,5 V_P \cdot \frac{\tau^2}{g} \quad \text{cmkg}$$

Nach Versuchen von Dr. Roelig (I.G. Leverkusen) kann die Schubdauerfestigkeit von Gummi mit etwa

$$166 \quad \tau_A = \frac{1}{2} 2,5 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{angenommen werden.}$$

Für den dem Radhub f_h zugeordneten Beanspruchungsunterschied τ_h kann also ein Betrag von

$$167 \quad \tau_h = 1,5 \tau_A = 3,75 \text{ kg/cm}^2$$

zugelassen werden.

Unter Beachtung der bereits mehrfach benutzten Beziehungen:

$$168 \quad f_h = s_h \cdot \frac{x}{r_P} = \text{Radhub von der Gleichgewichtslage bis zum Anschlag}$$

$$169 \quad c_R = c_P \cdot \frac{x_P^c}{r^2} = \text{Einheitskraft am Laufrad}$$

ergibt sich für die dynamische Formänderungsarbeit:

$$170 \quad A_D = \frac{1}{2} c_R \cdot f_h^2 = \frac{1}{2} c_P \cdot s_h^2 = 0,5 V_P \cdot \frac{\tau^2}{g} h$$

und für das aktive Federgewicht, wenn man das spezifische Gewicht von Gummi mit $\gamma = 0,95 \cdot 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$ einsetzt:

$$171 \quad G_P = V_P \cdot \gamma = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{0,5} \frac{g}{c_h^2} \cdot \gamma \cdot c_R \cdot f_h^2$$

$$172 \quad = \frac{10}{3,75^2} \cdot 0,95 \cdot 10^{-3} \cdot c_R \cdot f_h^2$$

$$173 \quad = 0,00068 \cdot c_R \cdot f_h^2 \quad \text{kg}$$

Die wichtigsten Formeln der vorstehend gegebenen Ableitung sind in Bild A 8 zusammengestellt. Der Vergleich mit den entsprechenden Formeln für G_P bei den anderen Federbauarten zeigt, daß das aktive Gewicht der Gummifeder am kleinsten ist. Allerdings wird dieser Vorteil durch die verhältnismäßig sehr schweren Einspannteile teilweise wieder aufgehoben.

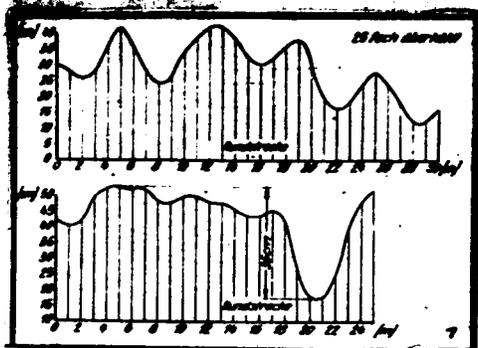


Abb.1 (S.2) Profilkurven eines Stückes der Waldrundstrecke Kummersdorf

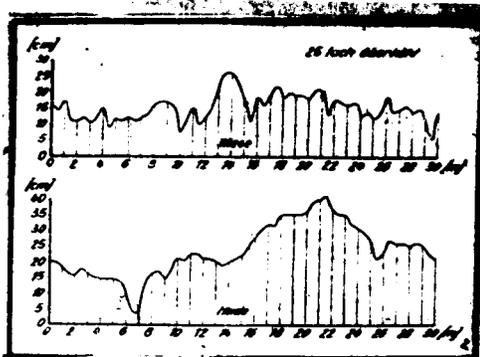


Abb.2(S.2) Profilkurven in unbeeinträchtigtem Gelände.

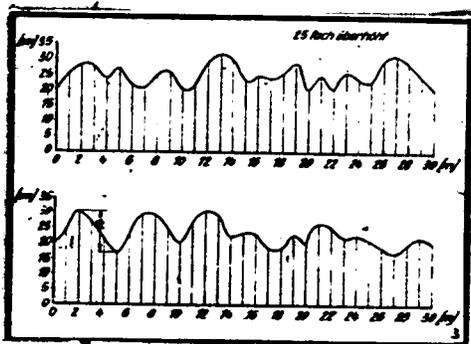


Abb.3(S.9) Profilkurve der betonierten Versuchstrecke Kummersdorf

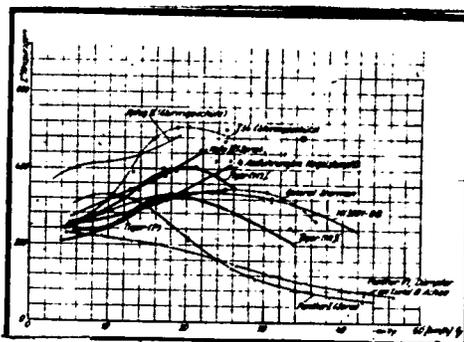


Abb.4(S.10) Summe der Neigungen gemessen auf Betonwellenbahn II in Kummersdorf.



Abb.5(S.15) Schwingungstechnisches Idealbild eines Gleiskettenfahrzeuges. (Berechnung der Eigenschwingungszahlen).

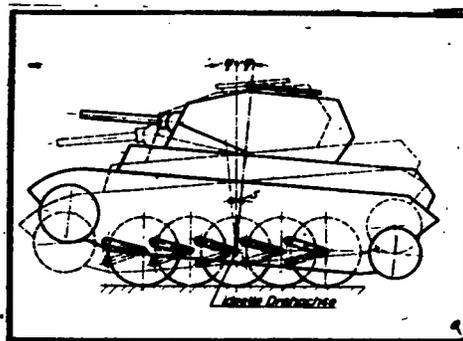


Abb.6(S.16) Bewegung des Wagenkastens bei der Nickschwingung

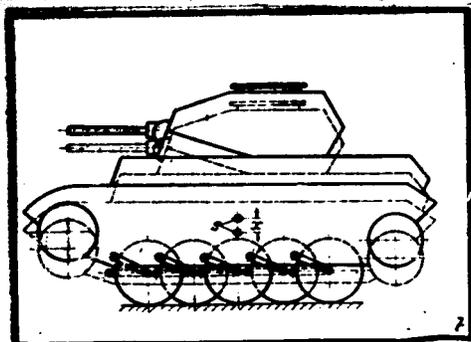


Abb.7(S.16) Bewegung des Wagenkastens bei der Hubschwingung

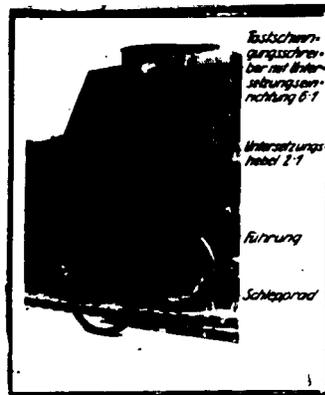


Abb.8(S.17) Anordnung beim Panther zur Messung der Hubschwingung



Abb.9(S.17) Panther beim Überfahren der Wellenbahn

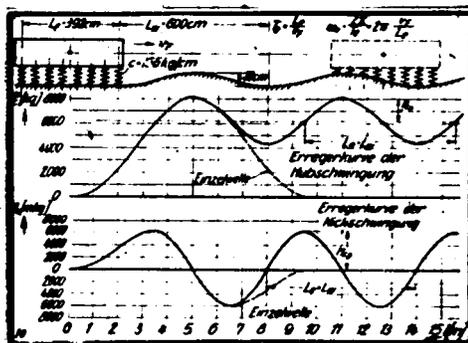


Abb.10(S.18) Die Schwingungserregung durch Bodenwellen.

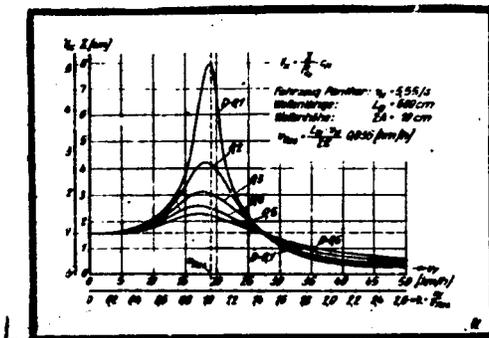


Abb.11(S.20) Resonanzkurvenschar für Schwerpunktsausschlag X (errechnete Werte)

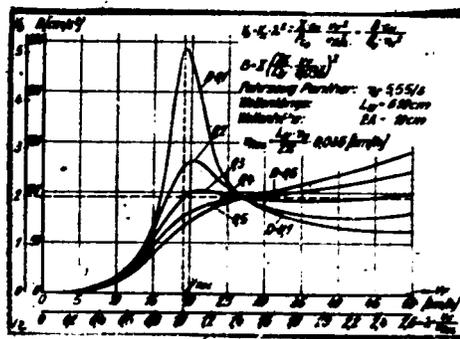


Abb.12(S.21) Resonanzkurvenschar für die senkrechte Schwerpunktsbeschleunigung B

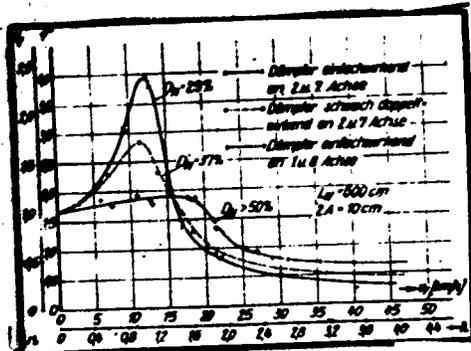


Abb. 13 (S. 21) Panther: gemessene Nickschwingungsausläge beim Überfahren der Wellenbahn.

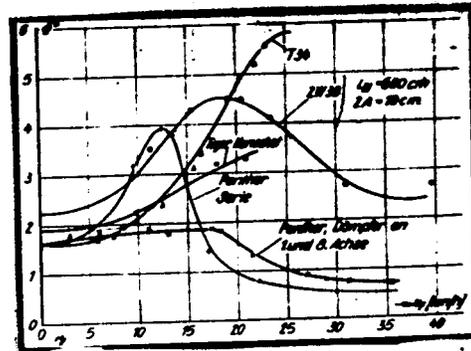


Abb. 14 (S. 22) Nickschwingungsausläge verschiedener Fahrzeuge auf Wellenbahn.

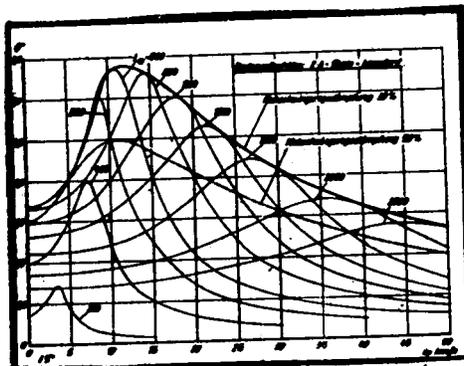


Abb. 15 (S. 22) Panther: Resonanzkurven des Nickwinkels für verschiedene Bodenwellenlängen L_w

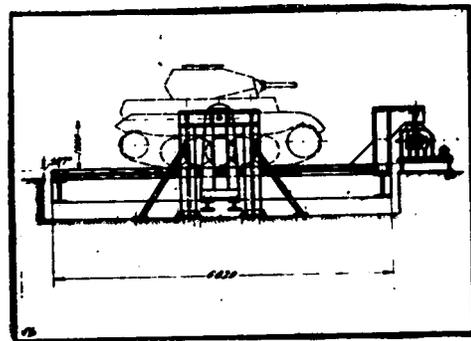


Abb. 16 (S. 23) Schwingungsplattform zur Erregung von erzwungenen Nickschwingungen.

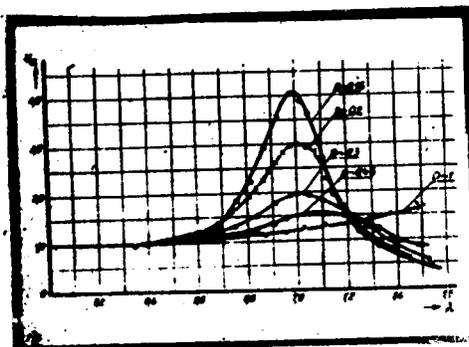


Abb. 17 (S. 24) Resonanzkurven des Absolut-Schwingwinkels gemessen auf der Schwingungsplattform

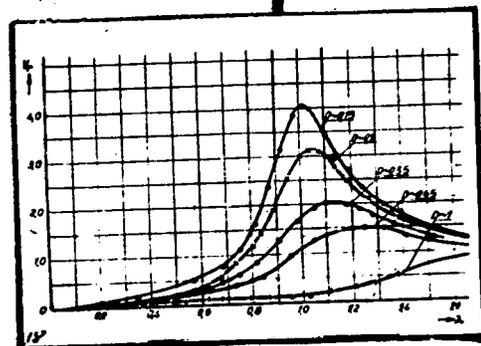


Abb. 18 (S. 25) Resonanzkurven des Relativ-Schwingwinkels gemessen auf der Schwingungsplattform.



Abb.25(S.49)Laufwerk des engl. Panzerkampfwagen Mark VI



Abb.26(S.49)Amerikanischer Panzerkampfwagen "General Sherman" .

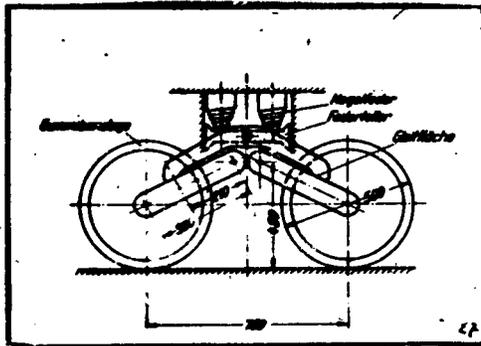


Abb.27(S.49)Laufwerk des amerikanischen Pzkw.General Sherman

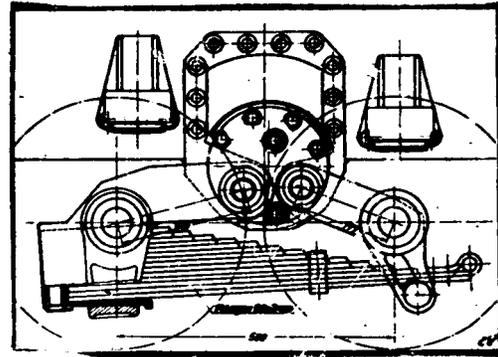


Abb.28(S.50)Laufrollenwagen Panzerkraftwagen IV

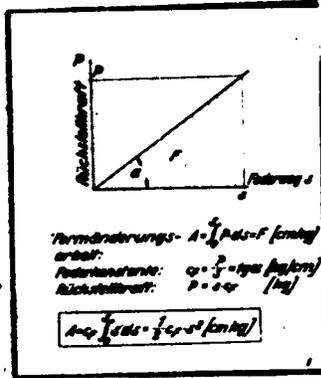


Abb.A 1 (S.A1) Formänderungsarbeit bei gerader Federkennlinie.

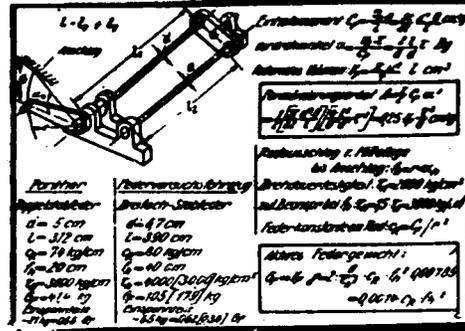


Abb.A 2 (S.A3) Aktives Federgewicht für die Stabfeder.

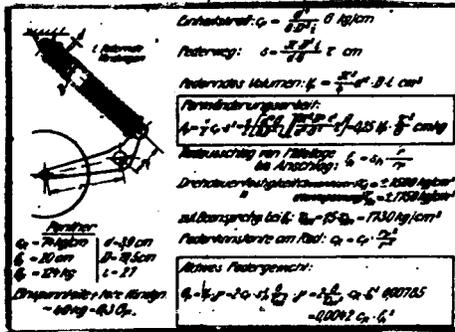


Abb.A 3 (S.A5) Aktives Federgewicht für die Schraubenfeder.

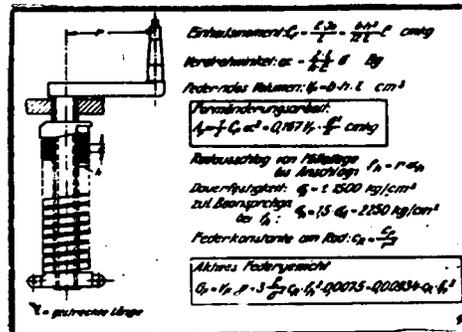


Abb.A 4 (S.A7) Aktives Federgewicht für die biegebeanspruchte Schraubenfeder

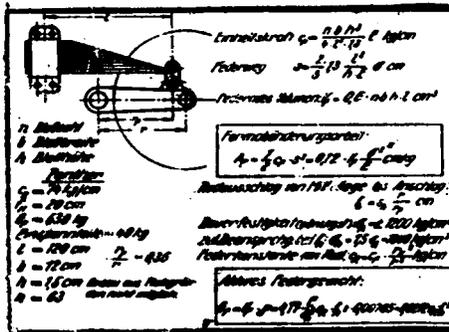


Abb.A 5 (S.A10) Aktives Federgewicht für die Blattfeder.

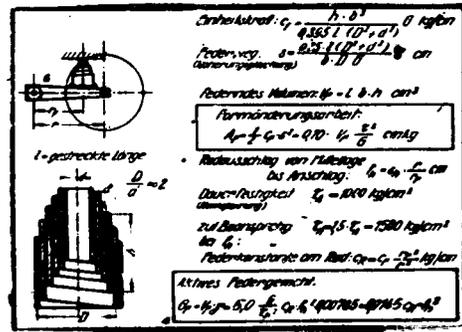


Abb.A 6 (S.A10) Aktives Federgewicht für die Kegelfeder.

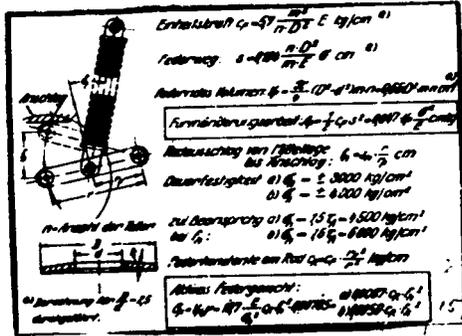


Abb.A 7 (S.A15) Aktives Federgewicht für die Tellerfeder.

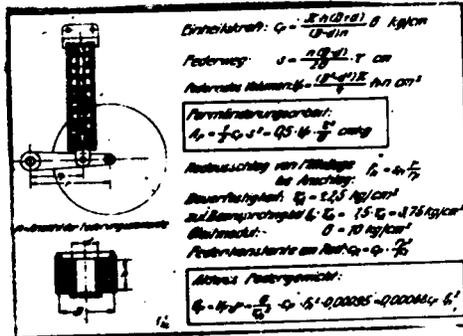


Abb.A 8 (S.A16) Aktives Federgewicht für die Gummifeder.

Page Denied